



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH VIBROIZOLAČNÍ VZPĚRY S
MINIMÁLNÍMI PASIVNÍMI ODPORY**

DESIGN OF VIBROISOLATION STRUT WITH MINIMAL FRICTION LOSSES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Kryštof Jančík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Macháček

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Kryštof Jančík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Macháček**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukční návrh vibroizolační vzpěry s minimálními pasivními odpory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je navrhnout vzpěru, která bude zastávat funkci pružiny i tlumiče. Tlumení bude realizováno pomocí MR kapaliny, bude ho tedy možné regulovat. Pro zajištění velkého rozsahu regulace je třeba snížit pasivní odpory na co nejnižší hodnoty.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Davis, P., Cunningham, D. and Harrell, J. (1994). Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system. 35th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Reston, Virginia, pp. 2655-2666

Heipl, O. and Murrenhoff, H.(2015): Friction of hydraulic rod seals at high velocities, Tribology International vol. 85 pp. 66-73, DOI: 10.1016/j.triboint.2015.01.002

Yang, G., Spencer, B. F., Carlson, J.D. and Sain M.K. (2002): Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations, Engineering Structures vol 24, pp. 309-323. DOI: 10.1016/S0141-0296(01)00097-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí vibroizolační vzpěry, jejíž tlumič využívá magnetoreologickou (MR) kapalinu. Plné využití potenciálu semi-aktivně řízeného MR tlumiče pro zajištění velkého rozsahu regulace tlumení vyžaduje nízkou hodnotu pasivních odporů, jejichž hlavním původcem u tlumičů je použité těsnění. V první části práce je provedena rešerše tlumičů, zaměřená na výběr vhodné konstrukce, která umožní splnit požadavek nízkého tření. Za tímto účelem bylo experimentálně zjišťováno také tření několika vybraných pístnicových manžet. V další části byly provedeny výpočty nezbytné pro stanovení tlumicí charakteristiky MR tlumiče a funkce jeho magnetického obvodu byla ověřena pomocí MKP softwaru. Parametry výsledného návrhu vzpěry byly uzpůsobeny pro použití v automatické pračce.

KLÍČOVÁ SLOVA

Magnetoreologická kapalina, vibroizolace, vzpěra, tlumič, tření, pračka

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on design of Vibroisolation Strut, whose damper uses magnetorheological (MR) fluid. In order to take the full advantage of semi-actively controlled MR damper to provide a wide control range, it demands a low value of friction losses, which is mainly caused by used seals. The first part is dedicated to research of dampers, aiming to find the ideal design that ensures this demand. In this purpose, friction of some rod seals was also experimentally determined. Further, calculations which were necessary to determine the MR damper's damping characteristic were carried out and the function of its magnetic circuit was verified by using FEM software. The parameters of the final design of the strut were adjusted for using in an automatic washing machine.

KEY WORDS

Magnetorheological fluid, vibroisolation, strut, damper, friction, washing machine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JANČÍK, K. *Konstrukční návrh vibroizolační vzpěry s minimálními pasivními odpory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 73 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Macháček.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych především a nejvíce poděkovat svému vedoucímu, Ing. Ondřeji Macháčkovi, za jeho velkou trpělivost, ochotu a množství času, který mi věnoval. Dále bych rád poděkoval kolektivu jeho kolegů, za poskytnutí některých materiálů a rad. Děkuji velmi také své rodině a blízkým, za veškerou jejich podporu a pochopení, a za to, že to se mnou po celou dobu vydrželi.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma *Konstrukční návrh vibroizolační vzpěry s minimálními pasivními odpory* zpracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Macháčka a v seznamu zdrojů uvedl všechny zdroje, z nichž jsem čerpal.

V Brně dne

.....
Kryštof Jančík

OBSAH

1 ÚVOD	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1 Problematika tlumení a izolace	14
2.1.1 Definice základních pojmů	14
2.1.2 Přenosová funkce	16
2.2 Tlumiče	17
2.2.1 Pasivní tlumiče	18
2.2.2 Semi-aktivní tlumiče	19
2.3 Úvod do MR technologie	21
2.3.1 MR efekt	21
2.3.2 Ventilový mód	24
2.4 MR tlumiče	25
2.4.1 Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance	25
2.4.2 Delphi MagneRide	27
2.4.3 Design of a novel magnetorheological damper with internal pressure control	27
2.5 Vibroizolace v automatických pračkách	28
2.5.1 Vývoj použití MR technologie v pračkách	29
2.5.2 Washing Machine Design Optimization Based on Dynamics Modeling	29
2.5.3 Optimal design and performance evaluation of a flow-mode MR damper for front-loaded washing machines	30
2.5.4 Vzpěry v pračce	32
2.6 Pasivní odpory v tlumičích	34
2.6.1 Měření tření	35
2.6.2 Závislost tření na tlaku	36
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	37
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	38
4.1 Vytyčení konkrétních cílů	38
4.1.1 Rozměry	38
4.1.2 F - v charakteristika a dynamický rozsah	38
4.2 Návrh tokových kanálů – reologický model	39
4.2.1 Výběr MR kapaliny	39
4.2.2 Reologický model	39
4.3 Návrh magnetického obvodu	41
4.3.1 τ_y - H charakteristika kapaliny	41
4.3.2 B - H charakteristika oceli	42
4.4 Výběr vhodného těsnění a vedení pístnice – experiment	43
4.4.1 Popis experimentu	44
4.4.2 Postup měření a metodika vyhodnocování	45
4.4.3 Určení výsledné rovnice tření	48
4.5 Návrh možných koncepcí	49
4.5.1 Koncepce dvouplášťového tlumiče	49
4.5.2 Koncepce průběžné pístnice	51
4.5.3 Koncepce „pseudopruběžné“ pístnice	51
4.5.4 Výběr pružiny a jejího umístění	52
4.6 Výběr finální varianty	53

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	54
5.1 Konečné parametry tlumiče	54
5.2 Podoba pístu a ověření funkce magnetického obvodu	55
5.3 Celkové řešení vzpěry	57
5.4 Kontrola tlaku v závitech pístu	59
6 DISKUZE	61
7 ZÁVĚR	63
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	64
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	69
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	71
11 SEZNAM TABULEK	73
12 SEZNAM PŘÍLOH	73

1 ÚVOD

1

Potřeba izolovat určitou část systému od jeho zbytku a zmírnit tak šíření nežádoucích silových účinků na tuto část provází techniku již po staletí - například kabiny středověkých kočárů byly odpružené od podvozku pomocí dřevěných listových pružin a kožených řemenů. S nástupem moderní doby a rozvojem techniky prošly způsoby ochrany ceněných částí systémů velkým vývojem, v němž se postupně uplatňovaly rostoucí vědecké poznatky. Tento proces pokračuje dodnes a jeden z nejprogresivnějších směrů současného vývoje spočívá ve využití magnetoreologického (zkráceně MR) jevu.

Tento jev spočívá ve změně vlastností MR kapaliny, obsahující magnetizovatelné částice, které se pod vlivem účinků magnetického pole řadí do řetězců a mění tak viskózní charakter kapaliny. Díky tomu nachází uplatnění zejména u tlumičů, protože umožňuje regulovat míru tlumení i v průběhu jejich činnosti, a to pouhou změnou intenzity magnetického pole. Tento velmi perspektivní systém je doposud asi nejvíce využíván u výškových budov a mostů, a částečně také v automobilovém průmyslu. Překážkami pro jeho významnější rozšíření do běžné techniky jsou zatím především vyšší cena oproti konvenčním technologiím, a také technická specifika tohoto systému. V posledních letech však spolu se zvyšujícím se zájmem o regulovatelné tlumení jeho význam rychle narůstá.

Tématem této práce je návrh vibroizolační vzpěry, zastávající funkci pružiny i tlumiče, která bude zužitkovávat výše uvedený a dále podrobněji rozebraný jev. Aby mohl být plně využit potenciál MR kapaliny při regulaci tlumení, je pro to potřeba snížit na minimum pasivní odpory, které mají na rozsah regulace negativní vliv. Po provedení rešerše současného vývoje na poli aplikací MR tlumičů bylo rozhodnuto přizpůsobit parametry vzpěry pro použití v automatické domácí práci.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Problematika tlumení a izolace

Jednou ze základních vlastností veškeré hmoty, těles a systémů jimi tvořených je, že vibrují. Na mikroskopické úrovni atomy pevných látek neustále kmitají kolem svých základních poloh, na makroskopické zase každé pevné těleso kmitá svou přirozenou frekvencí, která má obzvláště velký význam pro technickou praxi. Frekvence jednotlivých prvků složených soustav se skládají dohromady a vytvářejí tak celkovou vlastní frekvenci systému. Vnější působením na takovou soustav můžeme její kmitavý pohyb buď zesilovat, nebo tlumit. Je-li frekvence působení stejná, jako vlastní frekvence ovlivňovaného systému, dochází k rezonanci, výchylky rostou nade všechny meze a systém se obvykle nenávratně poškozuje, nebo dokonce rozpadá. Tento stav nejlépe ilustruje dobře známý případ mostu Tacoma Narrows, který se roku 1940 zřítil vlivem rezonance, zapříčiněné větrem [1, 2].



Obr. 2.1 Pád mostu Tacoma Narrows způsobený rezonancí [2]

Problematika vibrací a jejich popisu je ohromně rozsáhlý a komplexní obor, který v plné míře zaměstnává řady odborníků, proto se zde omezíme jen na stanovení základních pojmů, které se této práci dále týkají.

2.1.1 Definice základních pojmů

Vibrační systém

Obecně se skládá z prvků pro ukládání potenciální energie (pružina, elastomer), kinetické energie (hmotnost, moment setrvačnosti) a prvků, v nichž je energie disipována na teplo či zvuk (tlumiče) [2].

Pružina

Typickým reprezentantem je vinutá pružina, jejíž síla F (N) je lineárně závislá na podélné deformaci x (m):

$$F = kx \quad (2-1)$$

kde: k N.m^{-1} je tuhost pružiny

Tlumič

Nejčastěji se modeluje jako viskózní, a množství energie jím disipované závisí na více faktorech (například viskozita kapaliny, frekvence vibrací) [2]. Tlumící síla F (N) je přímo úměrná rychlosti pohybu v (m/s) jeho kmitající části:

$$F = cv \quad (2-2)$$

kde: c N.s.m^{-1} je koeficient tlumení

Vlastní frekvence

V případě netlumeného kmitání lze vlastní frekvenci systému ω_n (rad/s) určit dle vztahu:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2-3)$$

kde: k N.m^{-1} je celková tuhost soustavy
 m kg je celková hmotnost soustavy

Poměrný útlum

Je to bezrozměrný parametr, vyjadřující míru zatlumení systému [3]:

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2-4)$$

kde výraz $2\sqrt{mk}$ lze pro případ, kdy $\xi=1$, označit také jako kritické tlumení. Hodnoty poměrného útlumu je tedy možné rozdělit na případy, kdy:

$\xi < 1$	hovoříme o podtlumeném systému
$\xi = 1$	systém se nachází ve stavu kritického tlumení
$\xi > 1$	systém je přetlumený

Tlumená vlastní frekvence

Závisí na poměrném útlumu a netlumené vlastní frekvenci, a může nabývat nižší, stejné nebo vyšší hodnoty (viz jednotlivé případy hodnot ξ) [3]:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2-5)$$

2.1.2 Přenosová funkce

Působíme-li na vibrační systém vnějším buzením, pak poměr amplitudy odezvy a amplitudy tohoto buzení se nazývá přenosový faktor anebo funkce (případně jednoduše přenos), značený T . Pokud se v systému vyskytuje tlumič, obvykle se přenos stanovuje za pomoci frekvenčního poměru r , definovaného jako [4]:

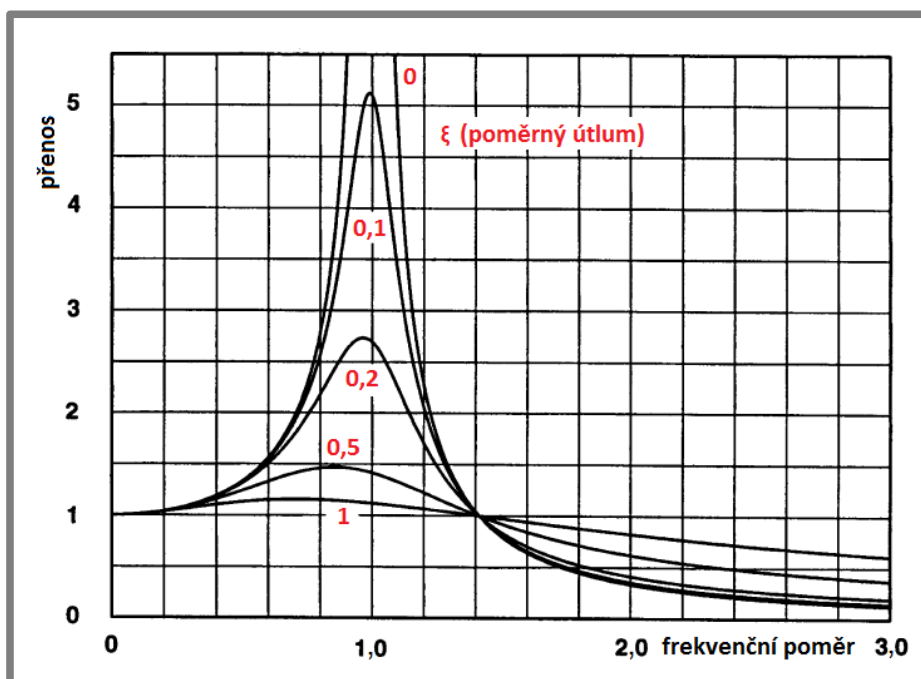
$$r = \frac{f_R}{f_N} \quad (2-6)$$

kde: f_R Hz je frekvence buzení
 f_N Hz je vlastní frekvence

Většinu konvenčních vibroizolačních systémů je možné modelovat jako soustavu paralelně zapojeného tlumiče a pružiny k tělesu o hmotnosti m (kg), které má být izolováno [5]. Jedná se o 2parametrický systém, jehož přenos lze vyjádřit jako [4]:

$$T = \frac{\sqrt{1+4\xi^2 r^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \quad (2-7)$$

Průběh této přenosové funkce lze ovlivňovat nastavováním parametrů tuhosti pružiny a koeficientu tlumení. Dle rovnice (2-4) tak dostáváme různé hodnoty poměrného útlumu, a průběhy jim odpovídajících přenosových funkcí v závislosti na frekvenčním poměru jsou znázorněny na obr. 2.2.



Obr. 2.2 Přenos 2parametrického systému při různém poměrném útlumu [4]

V tomto grafu jsou jasně patrné dvě význačné oblasti, oddělené průsečíkem křivek přenosu, který tvoří hranici mezi oblastmi tlumení nalevo a izolace napravo. Frekvenci, která tomuto bodu odpovídá, označujeme jako izolační, a lze ji stanovit jako [6]:

$$\omega_i = \sqrt{2}\omega_n = \sqrt{\frac{2k}{m}} \quad (2-8)$$

Průběh přenosu pro $\zeta=0$, tedy limitní stav, kdy je tlumič zcela vyřazený, jasně ilustruje nutnost přítomnosti tlumiče v izolačních systémech, pokud se budící frekvence vyskytuje poblíž vlastní frekvence soustavy, protože bez jeho přítomnosti roste přenos nade všechny meze.

V druhém extrémním případě, kdy zcela převládá tlumení, tedy $\zeta=1$, lze pozorovat, že v oblasti kolem vlastní frekvence je rezonance prakticky zcela potlačena, avšak v oblasti izolace přenos vzrostl, takže izolační systém (zredukovaný na samotný tlumič) zde pracuje hůře, než v prvním případě.

Účel ladění 2parametrického pasivního systému tedy spočívá v nalezení kompromisu mezi potřebnou mírou tlumení a izolace.

Pro mnoho systémů je tento způsob vibroizolace dostatečně efektivní. Pracovní oblast značné části z nich se nachází v hodnotách vysoko nad vlastní frekvencí, a oblastí rezonance procházejí pouze při rozběhu – je proto vhodné překonat tuto oblast co nejrychleji. Z tohoto důvodu je také dobré držet hodnotu vlastní frekvence systému co nejnižší. Podle rovnice (2-3) je to však možné jedině snížením tuhosti, a/nebo zvýšením hmotnosti. A tento fakt může být dosti omezujícím v jejich vývoji, ať už z hlediska konstrukce, či z hlediska ekonomického – kvůli vyšším nákladům na množství materiálu.

Možnou cestou vylepšení přenosu 2parametrického systému je použití prvků, které umožňují měnit v průběhu činnosti své parametry. V ideálním případě by mělo být možné v oblasti nízkých frekvencí, blízkých vlastní frekvenci systému, dosáhnout velkého tlumicího koeficientu, a v oblasti vysokých frekvencí tento tlumič zcela vyřadit a ponechat izolaci na pružině.

Ve skutečných podmínkách toto sice realizovat nelze, je však možné se tomu alespoň přiblížit, a právě zde se otevírá prostor pro semi-aktivně řízené prvky, mezi které patří i MR tlumiče, které požadovanou možnost variace svého tlumicího koeficientu poskytují.

2.2 Tlumiče

Tlumič je technické zařízení, které klade odpor proti prudkému pohybu, a slouží k tlumení rázů a kmitání. Nejčastějším typem je tlumič pasivní kapalinový, který sestává z dutého tělesa naplněného pracovní kapalinou, v níž se pohybuje píst. Při jeho pohybu přetéká kapalina z jedné strany na druhou úzkým otvorem nebo štěrbinou v pístu, čímž klade proti tomuto pohybu odpor – odebírá soustavě energii a mění ji na teplo.

Podle základního konstrukčního dělení můžeme rozlišovat například tlumiče jednoplášťové teleskopické, dvouplášťové teleskopické a tlumiče s průběžnou pístnicí – viz obr. 2.3.

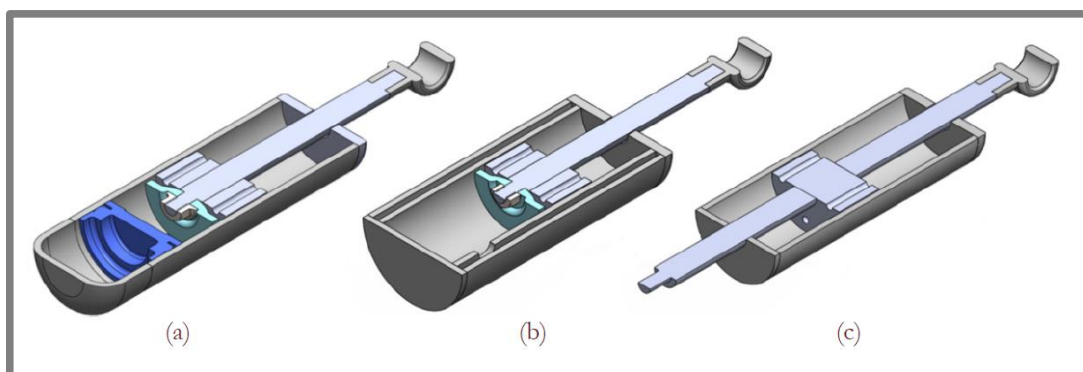
Dále je lze dělit podle směru působení na jednočinné (tlumí pouze v jednom směru

pohybu) a dvojčinné.

Z neposledního hlediska je to pak dle možnosti změny parametrů¹, na neřízené (pasivní) a řízené (semi-aktivní), o kterých bude dále řečeno více. [7]

2.2.1 Pasivní tlumiče

Pro jejich tlumicí sílu platí rovnice (2-2), a typickým představitelem jsou tlumiče náprav v automobilech. Jejich hlavní nevýhodou je naprostá nepřizpůsobivost tlumicích charakteristik vůči změnám vnějších podmínek, která vede k nízké efektivitě tlumení [8].



Obr. 2.3 Různé typy architektur teleskopických tlumičů: a) jednoplášťová b) dvouplášťová c) s průběžnou pístnicí [9]

Obr. 2.3 představuje základní používané koncepce teleskopických viskózních tlumičů. Jednoplášťové a dvouplášťové tlumiče (obr. 2.3a,b) jsou nejčastějším typem. Jejich hlavním rysem je letmo uložená pístnice, kvůli které musí být vybaveny systémem, který kompenzuje přídavný objem pístnice při jejím zasouvání - tzv. akumulátorem.

Jednoplášťový tlumič

Obvykle pracuje s koncepcí tzv. plovoucího pístu (tmavě modrý prvek na obr. 2.3a), který bývá často uložený v samotném pracovním válci. Prostor pod tímto pístem je vyplněn plynem, který je na rozdíl od kapaliny dobře stlačitelný, a navíc je pomocí něj možné nastavit potřebný tlak kapaliny. Následkem umístění akumulátoru přímo do válce tlumiče ale vzrůstá jeho celková délka, aniž by se zároveň s ní zvětšoval zdvih. Tuto nevýhodu je možné řešit pomocí paralelní expanzní nádoby, v případě, že to umožňují prostorové podmínky dané aplikace – obr. 2.4. [9]

¹ Některé publikace hovoří dále také o aktivní tlumení. To ale není zcela správné označení, protože princip aktivního tlumení se od dalších dvou jmenovaných fundamentálně liší – nemá pasivní podstatu a mechanická energie při něm tedy není disipována, ale naopak je do systému další přidávána. Obecně je tedy vhodnější mluvit spíše o aktivních systémech. Tyto sestávají z akčních členů (aktuátorů), které slouží jako zdroje přídavné síly. Bývají hydraulické, pneumatické, či elektrické. Jejich výhodou oproti pasivním systémům je schopnost absorbovat mnohem širší pásmo frekvencí. [7, 8]

Dalším společným rysem jedno- a dvouplášťových tlumičů je rozdílná tlumicí síla při zasouvání a vysouvání pístnice (viz rovnice (2-13) na str. 32.) způsobená rozdílným obsahem plochy na vrchní a spodní straně pístu.



Obr. 2.4 Tlumič horského kola od firmy DVO s expanzní nádobou [10]

Dvouplášťový tlumič

Od jednoplášťového se liší způsobem kompenzace přídavného objemu pístnice. Prostor mezi jeho dvojitým pláštěm je totiž přibližně z poloviny vyplněn plynem, který je během zasouvání pístnice stlačován kapalinou. Tato sem proudí skrze ventily u dna vnitřního válce tlumiče. Výhoda oproti jednoplášťovému konceptu spočívá v tom, že expanzní prostor pro kapalinu není potřeba těsnit, takže do systému není vnášeno další tření, jako je tomu při použití plovoucího pístu. Nevýhoda spočívá v nárůstu rozměrů (vnějšího průměru) a v omezení sklonu, v jakém může tlumič pracovat, a to z důvodu nebezpečí vniknutí plynu z vyrovnávacího prostoru do prostoru pracovního. Jako limitní hodnota se uvádí úhel 45° [11].

Tlumič s průběžnou pístnicí

Třetí varianta představuje méně časté řešení, které ale přináší některé výhody. Tou hlavní je, že odpadá potřeba akumulátoru, protože během pohybu pístu zůstává objem do kapaliny ponořených částí konstantní. Tlumicí síla má tedy stejnou velikost v obou směrech pohybu. Na druhou stranu ale vzniká potřeba dalšího pístnicového těsnění na opačné straně tlumiče, které přidává tření, a také tento koncept vyžaduje dostatečný prostor pro pohyb pístnice na obou koncích tlumiče. Expanzní nádoba je však nakonec z důvodu termální expanze oleje potřeba i zde. Díky tomu, že rozdíly objemu oleje způsobené změnou jeho teploty jsou ale velmi malé, tření plovoucího pístu expanzní nádoby je prakticky zanedbatelné. [9]

2.2.2 Semi-aktivní tlumiče

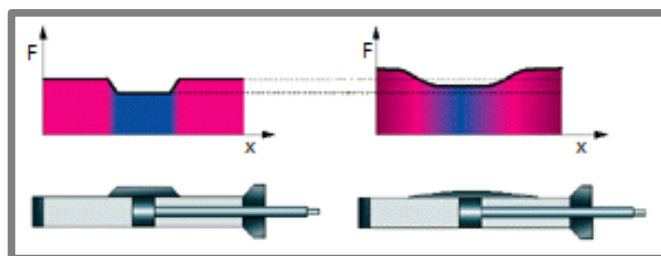
Tyto tlumiče tvoří jakýsi mezistupeň mezi pasivním a aktivním přístupem. Ačkoliv se jedná o určitý kompromis mezi nimi, díky své efektivnosti si může semi-aktivně řízený tlumič z ostatních dvou principů brát především jejich pozitivní vlastnosti. Pokud hovoříme o tlumičích na bázi MR kapaliny, které sem patří, pak je to například spolehlivost, bezpečnost, účinnost tlumení blízká aktivním systémům

či minimální potřebný zdroj energie (např. baterie) [8]. O MR tlumičích bude ještě řečeno více v kapitole 2.3, zde jen krátce o ostatních zástupcích této kategorie.

Základ jejich konstrukce je shodný s pasivními tlumiči (viz obr. 2.3), oproti nim však umožňují změnu parametrů v průběhu své činnosti.

PSD tlumič

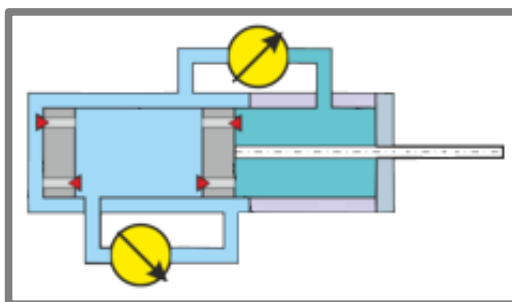
Funkce PSD (z anglického „Position Sensitive Damping“) tlumiče se zakládá na mechanickém principu, využívajícím obtokových kanálů. Tyto jsou umístěny ve střední části tlumiče, a velikost tlumicí síly je tedy závislá na amplitudě pružení – při klidné jízdě může kapalina proudit rozšířenou střední částí válce a odpor proti pohybu je tedy malý, při velkých amplitudách dojde k vyřazení kanálu a odpor se zvětší, viz obr. 2.5. Nedostatkem tohoto systému je nemožnost operativního řízení charakteristiky, která má pevně daný průběh v závislosti na poloze. Za výhodu lze považovat nízkou cenu a spolehlivost. [7, 11]



Obr. 2.5 PSD tlumiče Monroe SENSATRAC a grafické znázornění závislosti jejich tlumicí síly na poloze pístu [12]

CDC tlumič

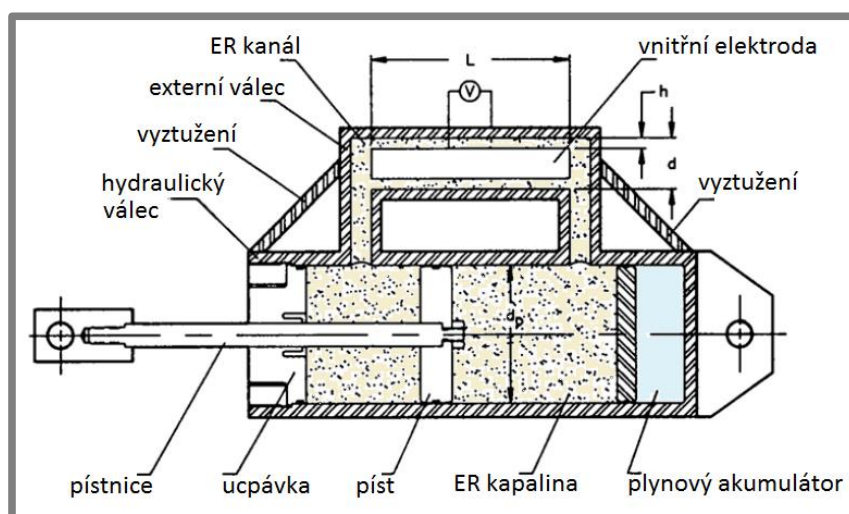
Tyto tlumiče obsahují elektromagnetický řídicí ventil, který umožňuje plynulé nastavení charakteristiky od měkké po tvrdou – odtud tedy význam zkratky CDC (z anglického „Continuous Damping Control“). Tento ventil bývá obvykle umístěn mimo vlastní tlumič – viz obr. 2.6. [7]



Obr. 2.6 Schéma CDC tlumiče se dvěma řízenými externími ventily [13]

ER tlumič

V elektoreologickém (ER) tlumiči je namísto klasického oleje použita ER kapalina. Tato se společně s MR kapalinou řadí mezi tzv. „smart“ materiály, což jsou materiály, které samy od sebe reagují na změnu prostředí, ve kterém se nacházejí [14]. Měníme-li cíleně vnějším působením toto prostředí, můžeme ovládat jejich vlastnosti. ER a MR kapalina se od sebe liší hlavně typem aplikovaného pole (pro ER je to elektrické), velikostí částic (v případě ER jsou větší) a také oblastí použití. Obecně lze říci, že na poli zařízení využívajících výhod kapalin s plynule měnitelnými vlastnostmi zcela dominuje MR kapalina, přesto ani vývoj ER kapalin neustává a existují aplikace, pro které je ER kapalina vhodnější [15].



Obr. 2.7 Schéma ER tlumiče [16]

2.3 Úvod do MR technologie

2.3

2.3.1 MR efekt

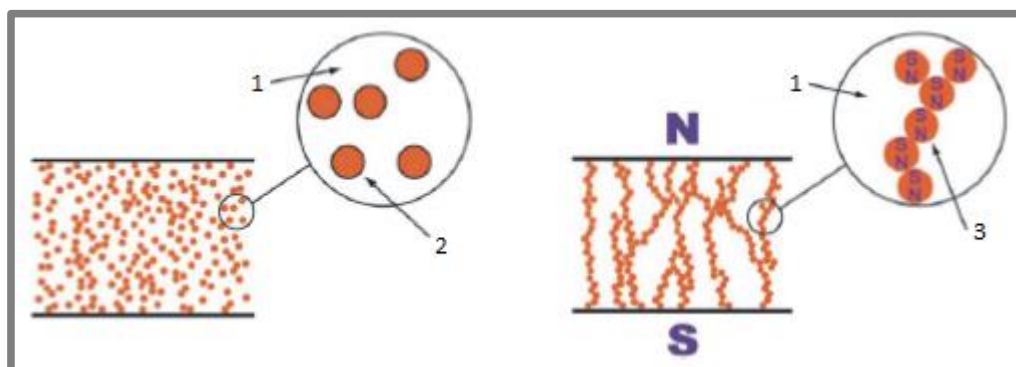
2.3.1

Podstata MR efektu spočívá ve změně vlastností MR kapaliny působením magnetického pole.

MR kapalina je suspenzí nekolidních částic z magneticky měkkého materiálu o velikosti 0,05 až 10 μm rozptýlených v základní kapalině – obvykle v minerálním či syntetickém oleji, ale třeba i ve vodě [17, 18]. Je to především velikost rozptýlených částic, která MR kapalinu odlišuje od fero kapaliny, jejíž částice mají rozměry v řádech nanometrů, a proto jsou díky Brownově pohybu udržovány v rozptýleném stavu [19]. MR kapalina na rozdíl od ní sedimentuje, je-li v klidu, což ovlivňuje možnosti jejího použití v určitých aplikacích, a proto je tato její vlastnost předmětem dalšího bádání, viz například [20]. Do této kapaliny se běžně dále přidávají aditiva, a to za účelem zlepšení vlastností užitečných pro konkrétní použití, například aby se zabránilo vzniku kavitace².

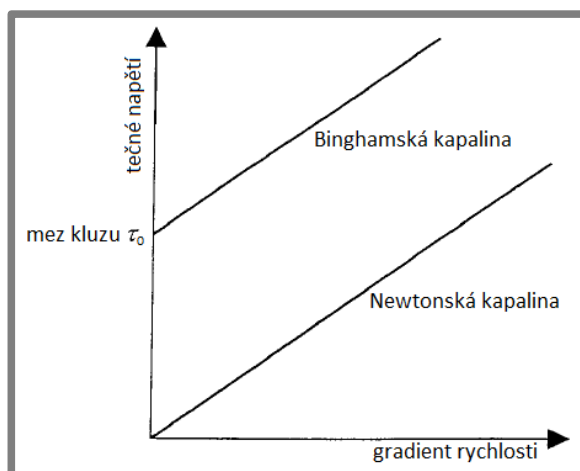
² Kavitaci nazýváme jev v kapalině, při kterém dochází ke vzniku a následnému zániku dutin – bublin, narušujících její spojitost. Je určen především tlakem v kapalině, který klesne na hodnotu tlaku jejích nasycených par při dané teplotě. [21]

Vlivem aplikovaného magnetického pole se v každé z částic indukuje dipól, mezi částicemi nastává silná magnetická interakce a částice se řadí do formací připomínajících řetěz ve směru siločár pole. To má za následek velké zvýšení zdánlivé viskozity kapaliny. Řetězce jsou schopny odolávat stříhovému napětí až do určité kritické velikosti, takže se do této hodnoty kapalina chová v podstatě jako pevná látka. Po překročení mezního napětí dojde k přerušení řetězce a kapalina může proudit [17]. Toto mezní napětí, nebo-li mez kluzu či toku, může nabývat až velikosti 50÷100 kPa při intenzitě magnetického pole 150÷250 kA/m. Důležitým poznatkem je, že velikost meze toku roste společně se zesilujícím se magnetickým polem, a to až do bodu saturace kapaliny [18].



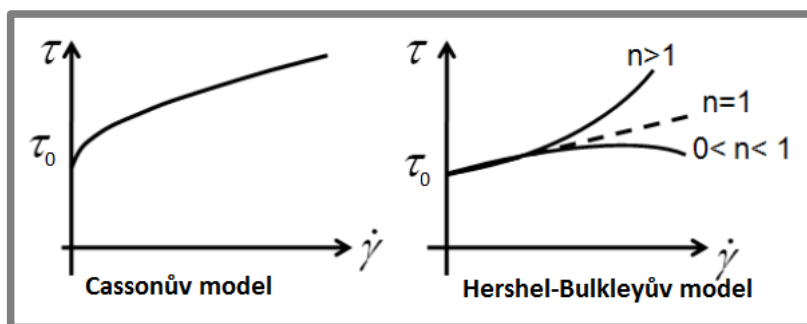
Obr. 2.8 MR kapalina - vlevo bez aplikovaného magnetického pole, vpravo pod vlivem magnetického pole: 1 - nosná kapalina, 2 - magnetizovatelná částice, 3 - řetězec zmagnetovaných částic [18]

Proces vzniku řetězců částic je zcela reverzibilní, to znamená, že přestaneme-li na kapalinu působit magnetickým polem, vrátí do stavu, v jakém byla předtím. Přitom časy reakcí na změny magnetického pole jsou malé, v řádech několika milisekund [22, 18]. Tuto zásadní vlastnost lze s výhodou využít například právě v tlumičích, kde nahrazuje standardní olej a umožňuje tak semi-aktivní řízení tlumiče, v němž tak lze s pomocí efektivního řídicího algoritmu v reálném čase regulovat míru tlumení podle aktuální potřeby. Tento princip tlumení může oproti klasickému pasivnímu způsobu dosáhnout značně vyšší účinnosti (viz podkapitola 2.1.2).



Obr. 2.9 Obvyklý popis MR kapaliny pomocí Binghamského modelu [15]

Z pohledu reologie bývá MR kapalina obvykle popisována pomocí Binghamského modelu – tedy kapaliny, která se do určité hodnoty tečného napětí chová jako pevný materiál (například zubní pasta), a nad touto hodnotou jako klasická Newtonská kapalina [23] – viz obr. 2.9. V některých vědeckých pracích bývá kvůli přesnějším výsledkům použit namísto Binghamského modelu model Cassonův či Hershel-Bulkleyův (obr. 2.10), dle [18] či [15] však pro většinu inženýrských aplikací postačuje model Binghamský.



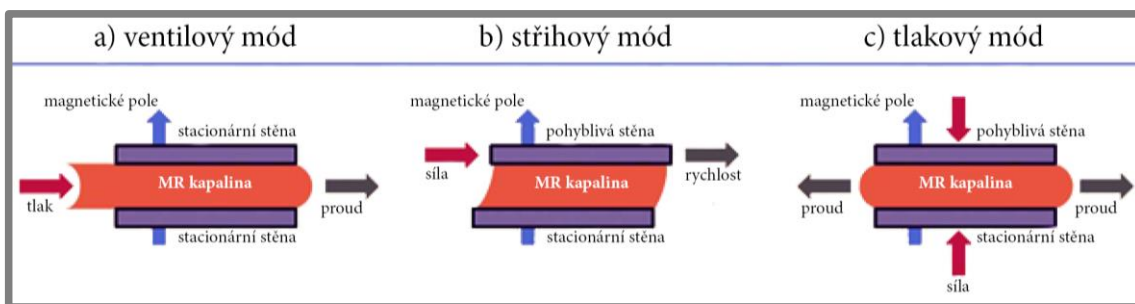
Obr. 2.10 Alternativní modely popisující reologické chování MR kapaliny [24]

Matematicky lze závislost tečného napětí τ (Pa) Binghamské kapaliny na gradientu rychlosti vyjádřit pomocí vztahu [23]:

$$\tau = \tau_0 + k \left(\frac{dv}{dn} \right)^{m_n} \quad (2-9)$$

kde: τ_0 je mez toku (při $dv/dn=0$)
 dv/dn je gradient rychlosti
 k je koeficient koexistence (trvání), zde $k \equiv \eta$ (zdánlivá viskozita)
 m_n je exponent neneutonského toku, zde $m_n=1$

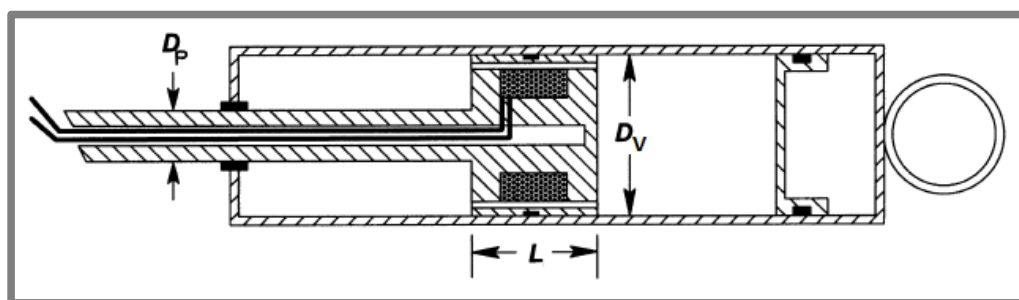
Většinu MR aplikací lze rozdělit do tří skupin podle způsobu zatěžování kapaliny, které jsou znázorněny na obr. 2.11. Nejčastějším pracovním módem je ventilový, vyvolávaný tlakem kapaliny proudící skrz ventil či štěrbinu. Tento typ je nejvíce využíván především u tlumičů, a dále servoventilů a aktuátorů. Druhým módem je stříhový, který nachází uplatnění především ve spojkách či brzdách. Poslední, tlakový mód, je poměrně málo používaný, ačkoliv u něj lze údajně dosáhnout až desetkrát vyšší hodnoty meze toku než u prvních dvou jmenovaných [25, 26].



Obr. 2.11 Zatěžovací módy MR kapaliny [25]

2.3.2 Ventilový mód

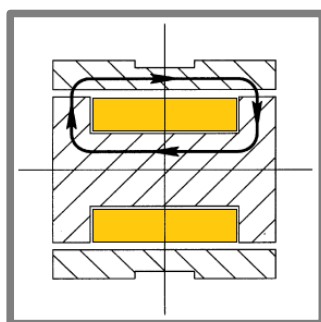
U semi-aktivních MR tlumičů je možné variovat jejich tlumicí charakteristiky v určitém rozsahu minimální a maximální hodnoty. Velkou výhodou oproti aktivnímu systému je, že i při selhání řídicího zpětnovazebního okruhu, například při přerušení elektrického obvodu či vyčerpání akumulátoru dodávajícího elektrickou energii, mohou díky pasivní podstatě vzniku tlumicí síly stále plnit svou funkci, byť jen omezeně. Důvody pro jejich stále více se rozšiřující využití oproti ER tlumičům jsou nižší potřebné provozní napětí, vyšší dosažitelná hodnota meze toku, širší rozsah pracovních teplot a nižší citlivosti kapaliny vůči znečištění. Tyto výhody se však projevují také na vyšší ceně [4].



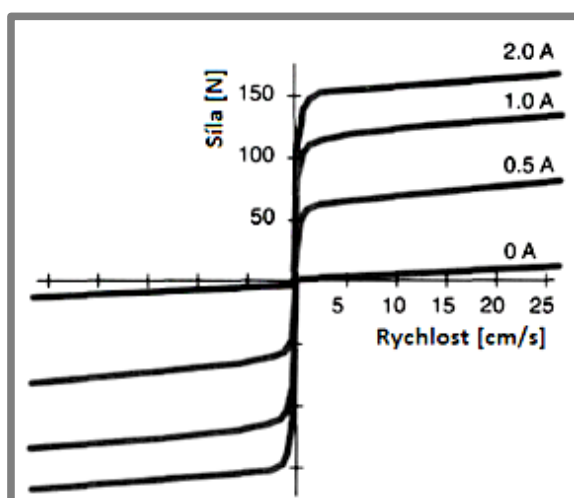
Obr. 2.12 Základní schéma MR tlumiče: D_P je průměr pístnice, D_V je vnitřní průměr válce, L je výška pístu [4]

V řezu tlumičem na obr. 2.12 je zobrazena typická podoba magnetického obvodu MR tlumiče, který je tvořen cívku vinutou uvnitř pístu. Kabeláž bývá ke zdroji vyvedena dutou pístnicí. Kapalina protékající štěrbinou je pod vlivem magnetického pole, jehož siločáry by kvůli správné tvorbě řetězců od stěny ke stěně měly být na tuto štěrbinu kolmé, jak naznačuje obr. 2.13.

Nastavováním různých hodnot proudu v cívce pak můžeme regulovat tlumicí sílu, podobně jak ukazuje obr. 2.14.



Obr. 2.13 Průběh siločár magnetického pole kolem cívky (zvýrazněna žlutě) [4]



Obr. 2.14 Příklad ideálních průběhů F - v charakteristiky MR tlumiče při různých hodnotách proudu [27]

2.4 MR tlumiče

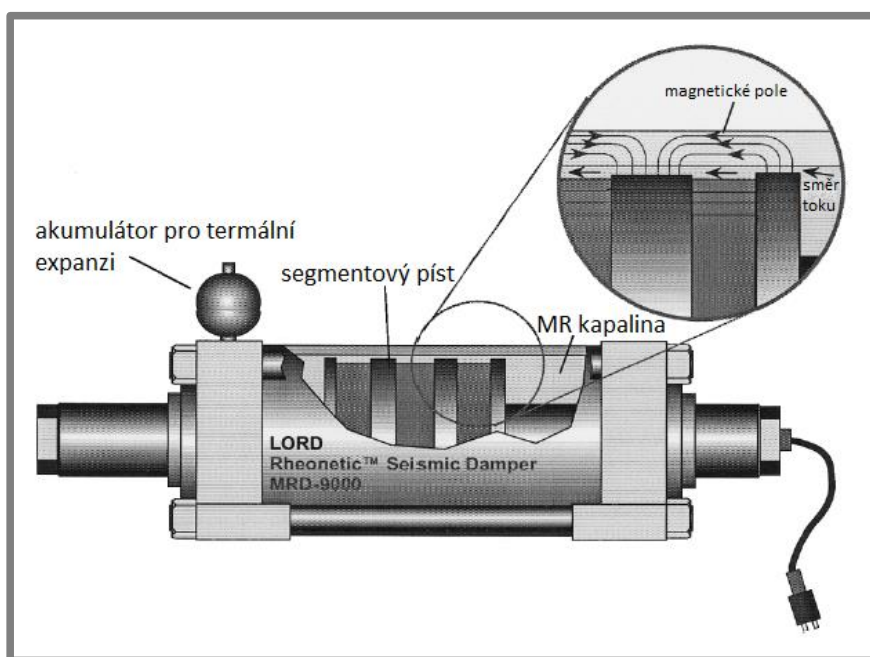
2.4

Byť je v obecném měřítku na poli vibroizolace aplikace MR tlumičů stále spíše jen okrajovou záležitostí, našla si cestu již do celé řady oblastí. Zde jsou uvedeny vybrané příklady:

2.4.1 Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance

2.4.1

Poměrně typická aplikace masivních MR tlumičů je ve stavebnictví, kde slouží k absorpci otřesů výškových budov či mostů, způsobených zemětřesením či silným větrem. Obr. 2.15 z titulního článku této podkapitoly [28] znázorňuje seismický tlumič LORD o nominální tlumicí síle 200 000 N.



Obr. 2.15 Seismický tlumič firmy LORD [28]

Článek poskytuje dobrý úvod do problematiky popisu tlumicí síly MR tlumiče. Obr. 2.16 znázorňuje jednotlivé složky, na kterou je ji možné rozdělit: kontrolovatelnou smykovou sílu F_τ , jejíž hodnotu nastavujeme pomocí intenzity v MR šterbině, viskózní sílu F_η , určenou geometrií tlumiče a dynamickou viskozitou kapaliny, a třecí sílu F_t .

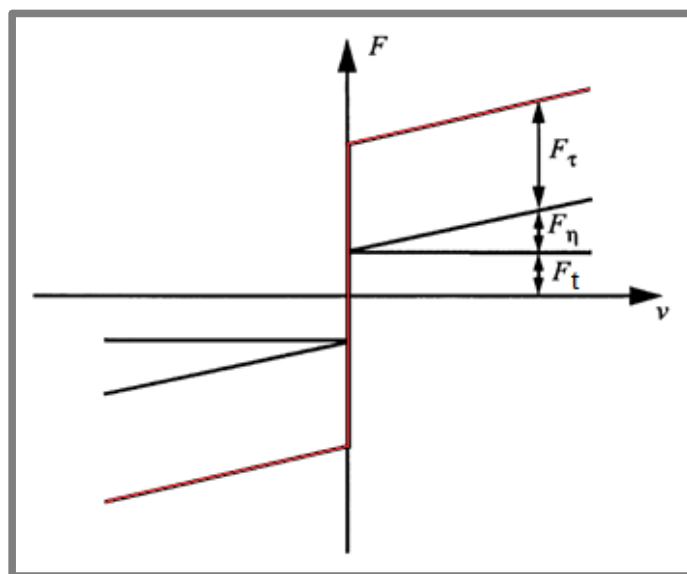
Viskózní a smyková síla jsou definovány jako:

$$F_\eta = \left(1 + \frac{\pi b h \dot{x}}{2Q}\right) \frac{12\eta Q L A_p}{\pi b h^3} \quad (2-10)$$

$$F_\tau = c \frac{L A_p}{h} \tau_y \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2-11)$$

kde: b m je střední průměr kruhové šterbiny
 h m je šířka šterbiny

η	Pa.s	je dynamická viskozita kapaliny
Q	m^3s^{-1}	je objemový průtok štěrbínou
L	m	je délka toku štěrbínou
A_p	m^2	je plocha průřezu pístu
c	-	je koeficient v intervalu $(2,07 \div 3,07)$
τ_y	Pa	je indukovaná mez toku
$\dot{x}$	m.s^{-1}	je rychlost pístu



Obr. 2.16 Závislost tlumicí síly MR tlumiče a její jednotlivé složky [28]

Jedny z klíčových parametrů MR tlumiče, určující jeho efektivitu, jsou kontrolovatelná smyková síla F_t a dynamický rozsah D . Snahou je, aby obě tyto hodnoty byly co největší. Dynamický rozsah je definován jako podíl maximální a minimální tlumicí síly, tedy podíl tlumicí síly ve stavu ON (při maximální hodnotě proudu, obvykle v intervalu $0 \div 2\text{A}$) a ve stavu OFF (při 0A) jeho magnetického obvodu - viz obr. 2.14. Matematicky jej lze přepsat do tvaru [28, 29]:

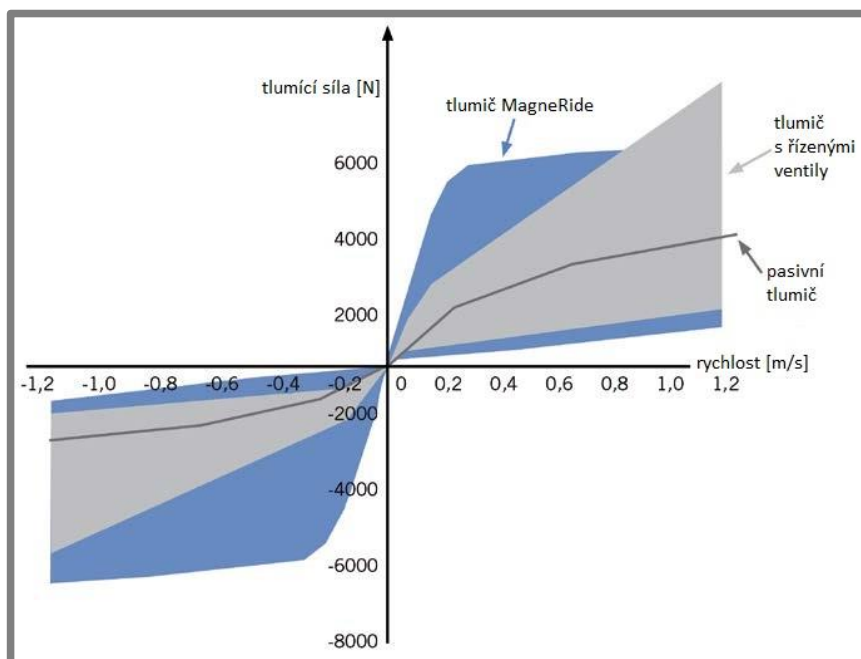
$$D = 1 + \frac{F_t}{F_\eta + F_t} \quad (2-12)$$

Vysoké hodnoty dynamického rozsahu lze dosáhnout vhodnou volbou jednotlivých parametrů tlumiče, z nichž největší význam má především šířka h tokové štěrbiny pístu. Podle rovnice (2-10) a (2-12) jejím zvětšením narůstá dynamický rozsah, zároveň to však má nežádoucí dopad na kontrolovatelnou sílu podle rovnice (2-11), jejíž velikost se tím naopak snižuje. Konečný poměr hodnot D a F_t je tedy vždy kompromisem.

Třecí síla je ovšem faktorem, který má na dynamický rozsah dle rovnice (2-12) vliv vždycky jen negativní. Proto je důležitá snaha o minimalizaci pasivních odporů, jejichž hlavním původcem je u viskózních tlumičů použité těsnění.

2.4.2 Delphi MagneRide

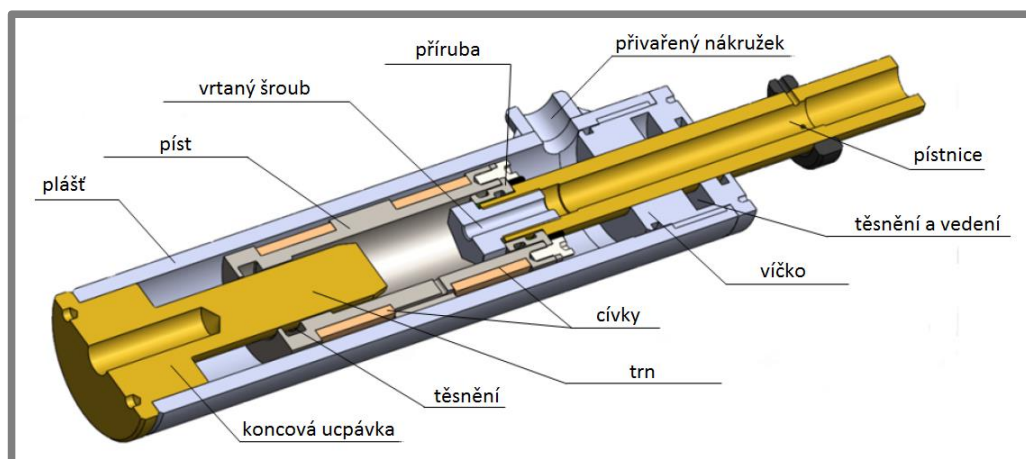
Zřejmě nejznámějším případem jsou tlumiče MagneRide firmy Delphi, které již od roku 2002 ve svých špičkových modelech využilo mnoho výrobců, jako například Ferrari, Audi či Porsche. Na obr. 2.17 je možné srovnat jejich lepší dynamický rozsah ve srovnání s ostatními typy tlumičů, používanými v autech. [26, 24, 30]



Obr. 2.17 Srovnání F-v charakteristiky pasivního tlumiče a dynamických rozsahů tlumiče s řízenými ventily a MR tlumiče MagneRide [31]

2.4.3 Design of a novel magnetorheological damper with internal pressure control

Inovativní konstrukcí se vyznačuje tlumič z článku [9], který funguje v podstatě na principu průběžné pístnice, která je ale rozdělená na dvě části – viz obr. 2.18, nazvěme ji tedy „pseudoprůběžnou“. Tato koncepce zachovává výhody průběžné pístnice (není potřeba kompenzovat její objem), a zároveň je jejím rozdělením na dvě části elegantně vyřešen problém vysouvání na opačné straně tlumiče.



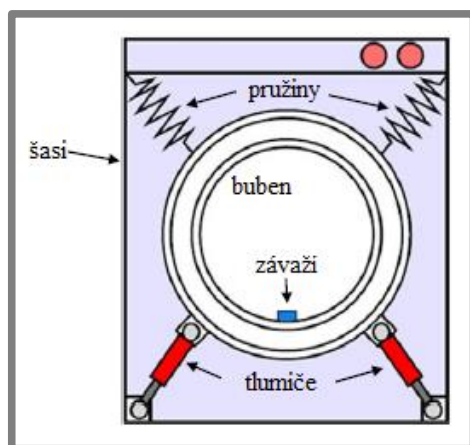
Obr. 2.18 MR tlumič s "pseudoprůběžnou" pístnicí [9]

2.5 Vibroizolace v automatických pračkách

Během rešerše možností aplikace MR tlumičů bylo zjištěno několik publikací, zabývajících se tématem jejich využití v domácích pračkách. Následující text poskytuje úvod do této problematiky.

Scéna, kdy po vstupu do koupelny spatříme pračku, která na svém místě namísto klidného praní v lepším případě zuřivě poskakuje, v horším přímo pochoduje po místnosti, celá doprovázená extrémním hlukem, jistě není mnoha lidem neznámá. Takové chování domácího spotřebiče je samozřejmě naprosto nežádoucí. Kromě nepříjemného hluku způsobuje hlavně poškozování sebe sama a potenciálně i svého okolí. Ačkoliv se toto chování v takto extrémní formě u současných praček již prakticky nevyskytuje, problém s nežádoucími vibracemi ještě zdaleka vyřešen není.

Hlavní příčinou vzniku vibrací je nerovnoměrné rozložení hmotnosti prádla v bubnu. To při jeho rotaci způsobuje periodické vychylování zavěšené hmoty, a tento pohyb je skrz systém uchycení bubnu přenášen do šasi pračky.



Obr. 2.19 Schématické znázornění typického systému uchycení bubnu v těle pračky; závaží v experimentech nahrazuje hmotnost prádla [32]

Klasický přístup k eliminaci nevyváhy je opakované zastavování a rozbíhání bubnu, čímž se nahodile mění rozložení prádla, účinnost však není ideální. Existují dva hlavní přístupy, jak vylepšit přenos systému a omezit míru vibrací, které jsou založené na principu [32]:

- kontroly vyvážení bubnu
- kontroly vibroizolačního systému

Princip kontroly vyvážení bubnu (tzv. „counterbalancing“) spočívá ve staticko-dynamickém vyvažování. Přídavná tělíska (kuličky) balanceru se automaticky rozmísťují v jedné až dvou rovinách tak, aby osa momentu setrvačnosti rotujících tělísek procházela výsledným takto vzniklým těžištěm a byla shodná s osou rotace při dynamickém vyvažování (tedy ve dvou rovinách). Při statickém vyvažování postačí rovina jedna [33]. Dále existují také balancery, pracující na stejném principu, ale funkce tělísek je nahrazena kapalinou.

Ačkoliv je tento přístup poměrně účinný, jeho vysoká výrobní cena, komplikovaná struktura a náročná údržba jsou překážkami pro jeho širší uplatnění [3]. Kromě

tohoto má druhý zmiňovaný přístup - tedy kontrola samotného vibroizolačního systému - z našeho pohledu větší význam i pro to, že předpokládá využití semi-aktivního řízení právě za pomoci MR tlumiče.

2.5.1 Vývoj použití MR technologie v pračkách

2.5.1

S využitím MR kapaliny v tlumičích pračky přišel již v roce 2001 Carlson, který v článku [27] představuje design třecího tlumiče, jehož píst, obsahující cívku, je obalen polyuretanovou pěnou, napuštěnou MR kapalinou. Aplikace takovýchto tlumičů vylepšuje kontrolu vibrací v oblasti rezonance systému, proto Carlson předpovídá jejich budoucí význam pro (v tehdejší době se teprve rozšiřující) modely praček s horizontální osou rotace, a vyššími otáčkami blízko 2000min^{-1} .

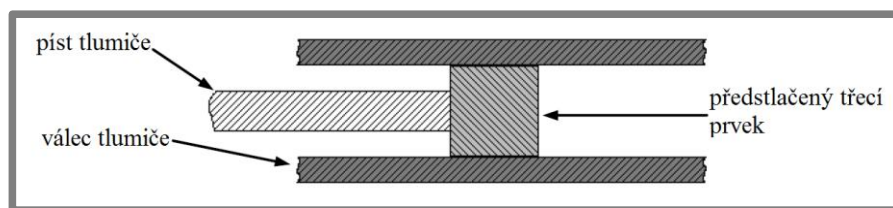
Vědecká komunita se avšak touto myšlenkou dále příliš nezaobírala, snad jen s výjimkou Spelty et al., který v roce 2007 publikoval článek [32], jehož hlavním předmětem byl návrh kontrolního systému MR tlumiče pro pračku, jehož algoritmus byl založen na úpravě parametrů tlumení v reakci na aktuální míru vibrací. Změna nastala až v posledních letech, kdy byly vydány práce, které hranice poznání v této oblasti posouvají dále. Obsah dvou nejdůležitějších z nich bude nyní ve stručnosti blíže představen.

2.5.2 Washing Machine Design Optimization Based on Dynamics Modeling

2.5.2

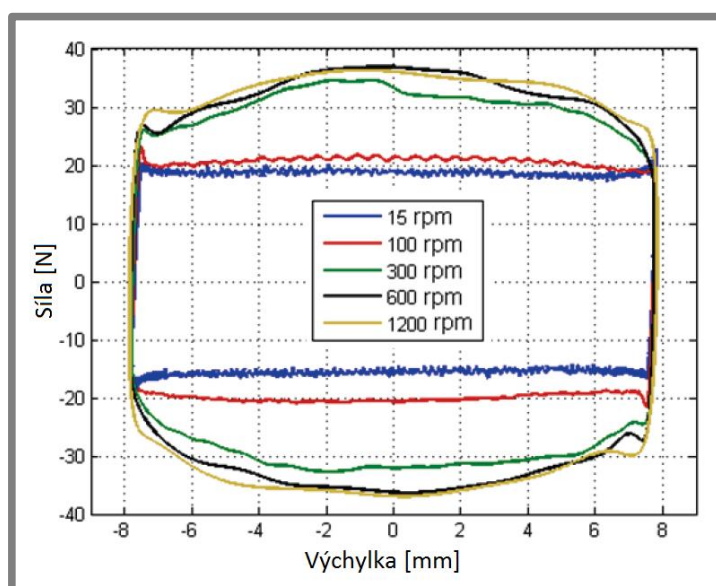
Ačkoliv se autor Thomas Nygård ve své disertační práci [33] primárně zabývá vývojem matematického a výpočetního modelu pračky za účelem její dynamické analýzy a vylepšení vlastností (obšírněji též v [34] a [35]), ověřuje také experimentálně nasazení semi-aktivně řízeného MR tlumiče a jeho vliv na zlepšení redukce vibrací.

Nygårds zde uvádí třecí tlumič jako standardní a nízkonákladové řešení tlumení v pračce. Princip jeho funkce spočívá ve tření materiálu pístu (tvořeného obvykle nějakým předstlačeným prvkem houbovitě struktury anebo textilií) o plášť tlumiče, čímž je generována tlumící síla – viz schéma na obr. 2.20. Jeho signifikantní vlastností je, že tato síla může nabývat poměrně vysokých hodnot už při nízkých rychlostech pohybu pístu, naopak při vysokých rychlostech je relativně malá.



Obr. 2.20 Schéma typického pasivního třecího tlumiče [33]

V ideálním případě by měla mít třecí síla stálou velikost, nezávislou na rychlosti, avšak v reálné situaci vykazuje jistou nežádoucí proměnlivost – viz obr. 2.21.



Obr. 2.21 Závislost tlumicí síly třecího tlumiče na výchylce při různých rychlostech rotace bubnu [33]

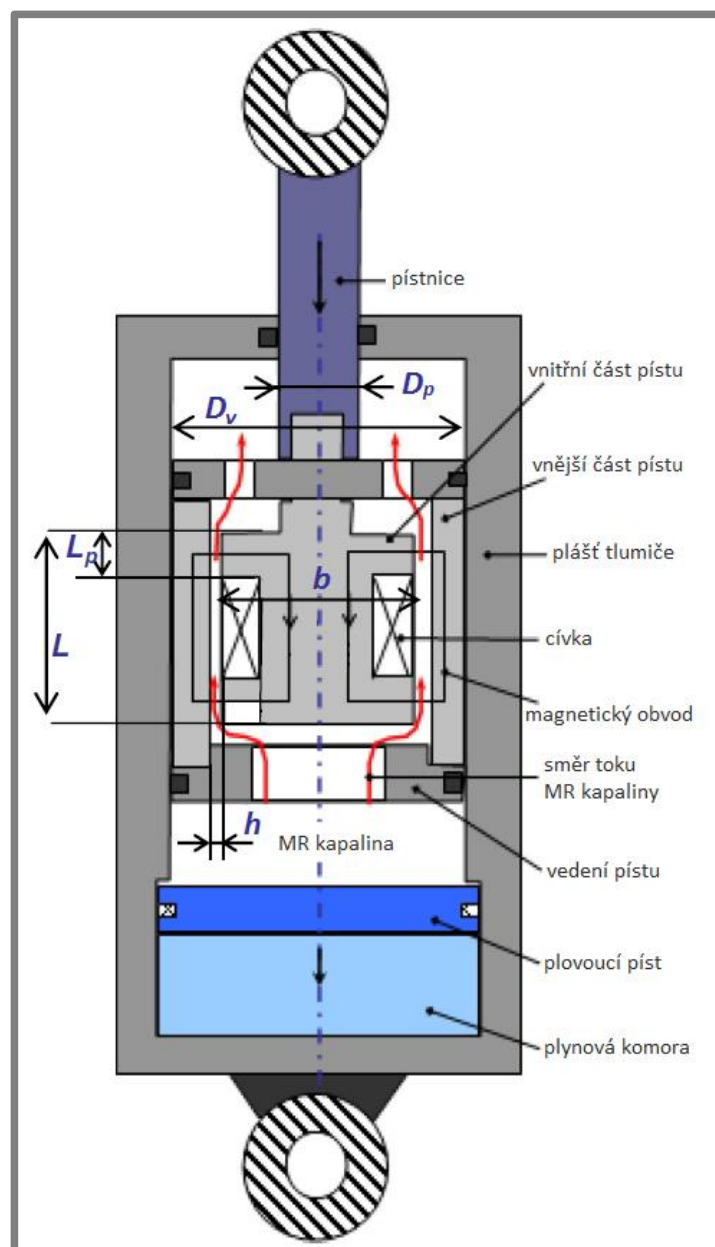
Nevýhodou třecích tlumičů je, že podléhají rychlejší degradaci, důsledkem čehož časem klesá jejich tlumicí schopnost. Prostá náhrada třecího tlumiče pasivním viskózním by přesto nebyla vhodným řešením, protože jeho tlumicí síla narůstá spolu s frekvencí budící síly, přitom tlumení je potřeba pouze při nízkých otáčkách ($100\div 200\text{min}^{-1}$), kde hrozí největší nebezpečí rezonance. Jako možnou cestu proto navrhuje semi-aktivně řízený MR tlumič, přepínaný mezi zapnutým stavem v blízkosti rezonance (maximální tlumení), a vypnutým stavem při vysokých otáčkách během odstředování prádla (kdy v přenosové funkci dominuje izolace, zajišťovaná pružinami).

Schéma závěsného systému pračky, na které experiment prováděl, je shodné s tím na obr. 2.19 a výsledkem je snížení amplitudy přenášených vibrací o 40%, a to už při náhradě jediného ze dvou pasivních tlumičů tlumičem magnetoreologickým.

2.5.3 Optimal design and performance evaluation of a flow-mode MR damper for front-loaded washing machines

První autor Nguyen se v článku [3] zabývá návrhem optimálního vibroizolačního uspořádání pračky a konstrukcí potřebného MR tlumiče. Význam pro tuto práci spočívá především v tom, že prověřil možnost použití kapalinového MR tlumiče pracujícího ve ventilovém módu, a dále poskytuje návod na konkrétní možný postup návrhu takového tlumiče, který bude částečně také využit.

Na obr. 2.22 je vidět schématický řez tlumičem, s prvky klíčovými pro výpočet tlumicí síly.



Obr. 2.22 Schéma MR tlumiče [3]

Označení jednotlivých parametrů je oproti článku změněno, avšak zůstal zachován jejich následující význam:

D_p	mm	je průměr pístnice
D_v	mm	je vnitřní průměr válce
b	mm	je střední průměr štěrby
h	mm	je šířka štěrby
L	mm	je délka štěrby
L_p	mm	je délka účinné části štěrby, v níž dochází ke vzniku řetězců v MR kapalině

Tlumicí síla F je pak vyjádřena podle rovnice:

$$F = p_a S_p + c_{vis} \dot{x} + F_{MR} \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2-13)$$

kde:	p_a	Pa	je tlak v plynové komoře
	c_{vis}	N.s.m ⁻¹	je viskózní koeficient
	F_{MR}	N	je síla na mezi toku

Tyto jsou definovány jako:

$$p_a = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + S_p \dot{x}} \right)^\gamma \quad (2-14)$$

$$c_{vis} = \frac{12\eta L}{\pi b h^3} (S_v - S_p)^2 \quad (2-15)$$

$$F_{MR} = 2(S_v - S_p) \frac{c_{Lp}}{h} \tau_y \quad (2-16)$$

kde:	τ_y	Pa	je indukovaná mez toku
	η	Pa.s	je viskozita MR kapaliny
	$\dot{x}$	m.s ⁻¹	je rychlost pístu
	S_v	m ²	je plocha vnitřního průřezu válce
	S_p	m ²	je plocha průřezu pístnice
	p_0	Pa	je statický tlak plynu i kapaliny
	V_0	m ³	je objem plynu při vysunutí pístnice
	γ	-	je Poissonova konstanta plynu

Tlumicí síla vyjádřená rovnicí (2-13) je ovšem zidealizovaná, protože je při jejím výpočtu zanedbána třecí síla F_t , která ale v případě našeho návrhu bude brána v potaz. Rovnici lze pak přepsat do tvaru lépe odpovídajícího realitě:

$$F = p_a S_p + c_{vis} \dot{x} + F_{MR} \operatorname{sgn}(\dot{x}) + F_t \quad (2-17)$$

Nguyen pak nastiňuje další postup návrhu – tedy analýzu magnetického obvodu za pomoci metody konečných prvků. Důležitým poznatkem pro nás je fakt, že intenzita magnetického pole H v MR šterbině, jejíž hodnotu je pro nastavení požadované meze toku nutné znát, není po délce L_p konstantní, a pro určení její průměrné hodnoty H_{mr} je tedy nutné definovat úsek, na němž bude tato spočtena integrací:

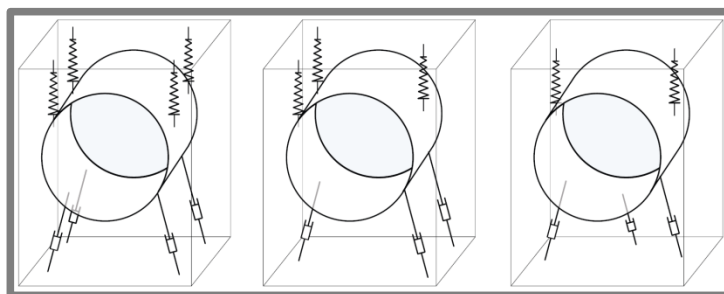
$$H_{mr} = \frac{1}{L_p} \int_0^{L_p} H(s) ds \quad (2-18)$$

2.5.4 Vzpěry v pračce

Spojením tlumiče a pružiny do jediného montážního celku vznikne vibroizolační systém, označovaný jako vzpěra. Nejtypičtějšími představiteli jsou vzpěry v systémech uchycení kol auta – například náprava MacPherson. Vzpěry jsou ovšem

využívány také v automatických pračkách, v jednom ze dvou základních konceptů jejich vibroizolačních systémů.

Prvním a nejvíce používaným je tzv. „top-hung“ koncept - tedy buben zavěšený na pružinách shora a zespodu osazený tlumiči – jak je vidět na schématu na obr. 2.23. Výhodou tohoto systému, a také důvodem četnosti jeho použití, je vyšší stabilita.



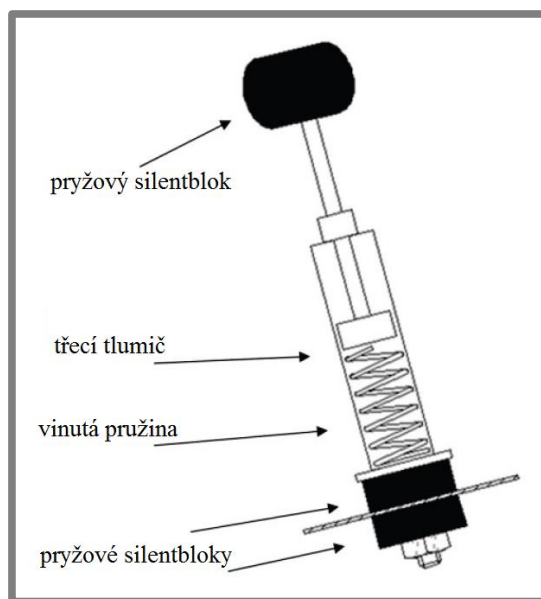
Obr. 2.23 „Top-hung“ koncept pračky a různé konfigurace uložení jejího bubnu [33]

Naproti tomu druhý typ, tzv. „bottom-mount“ koncept, využívající vzpěr rozmístěných pod bubnem (viz obr. 2.24), poskytuje tu výhodu, že síly, kterými působí rotující buben na své uchycení, neprocházejí celou skříní pračky, ale působí pouze na její dno. Stěny skříně tak mohou být dimenzované na nižší zatížení, a tedy i vyrobeny s nižšími náklady [33]



Obr. 2.24 „Bottom-mount“ koncept Askos Quattro [36]

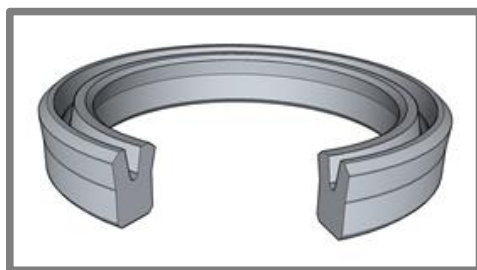
Na obr. 2.25 je schéma typické vzpěry, kterou využívá druhý jmenovaný koncept. Pružná síla od gumových silentbloků na koncích je řádově menší, než síla od vinuté pružiny, proto se obvykle zanedbává a celý systém tak lze modelovat jako 2parametrický.



Obr. 2.25 Vzpěra pračky s třecím tlumičem [33]

2.6 Pasivní odpory v tlumičích

Jak již bylo řečeno, tření je hlavním faktorem omezujícím dynamický rozsah tlumiče, a jeho primárním původcem je použité těsnění. Nejběžněji používaným typem jsou pístnicové manžety s tvarem profilu U – viz obr. 2.26.



Obr. 2.26 Pryžová pístnicová manžeta [37]



Obr. 2.27 Plechový vlnovec [38]

Existují ale i méně obvyklé varianty způsobu udržení pracovní kapaliny v požadovaném prostoru, jako například pomocí vlnovců (obr 2.27), což jsou plechové měchy, které jsou v axiálním směru stlačitelné, ale jejich tuhost ve směru radiálním je vysoká. To umožňuje jejich použití jako alternativu k pístnicovému těsnění v některých aplikacích, viz například [6], do nichž oproti konvenčnímu těsnění přinášejí dvojí výhodu: dokonale uzavírají pracovní kapalinu, takže nehrozí její nežádoucí uvolnění do okolí, a především – nevnášejí do systému další tření.

Jejich nevýhody nicméně tkví v omezení zdvihu a také vysoké ceně. Dále se tedy budeme zabývat pouze konvenčními pístnicovými manžetami.

Na pístnicová těsnění lze obecně klást několik hlavních požadavků. Měla by mít:

- co nejnižší tření
- vysokou tlakovou únosnost
- minimální průsak

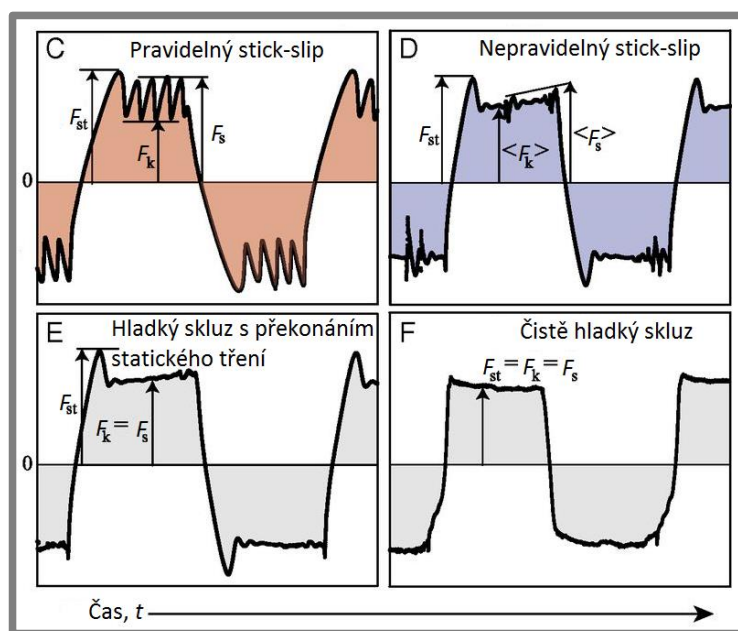
Tyto požadavky jsou avšak poněkud protichůdné, protože například nižšího průsaku lze dosáhnout větším stažením manžety okolo pístnice, čímž ovšem zase narůstá tření. Výběr vhodného těsnění z jeho široké nabídky je proto poměrně obtížný úkol.

2.6.1 Měření tření

Určení nejvhodnější metodiky měření tření, která by zajistila co možná nejkorektnější stanovení jeho hodnot, je dosti komplexní problém, a dá se říci, že v současné době v podstatě neexistuje žádný univerzální způsob. Pokud bychom chtěli postihnout všechny faktory, které zde mohou hrát roli, vydalo by to nejspíš svým rozsahem na samostatnou práci.

Jedním z takovýchto faktorů může pro názornost být i fenomén tzv. „stick-slip“, kterým se zabývá například [39] a [40].

2.6.1



Obr. 2.28 Rozdílné profily F - t charakteristiky za ustálených podmínek [40]

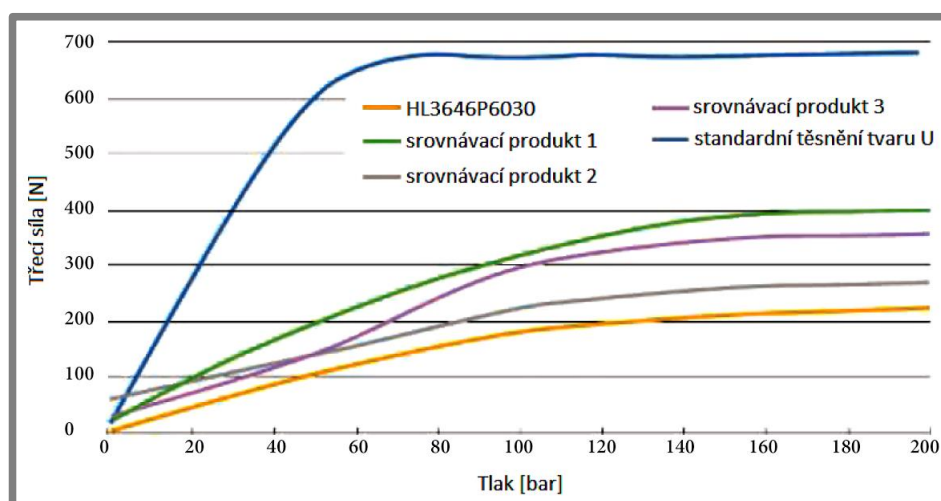
Podstata spočívá ve skokových změnách tření v systému dvou vůči sobě se pohybujících povrchů ve vzájemném kontaktu, kdy tření přechází za určitých podmínek opakovaně ze stavu statického do kinematického. Toto chování se projevuje vlnitým, eventuálně schodovitým průběhem síly v čase – viz obr. 2.28.

Plné pochopení veškerých principů by vyžadovalo hluboké studium, zřejmě přesahující rozsah této práce. Vhodný úvod do něj by mohly poskytnout například [41] či [42].

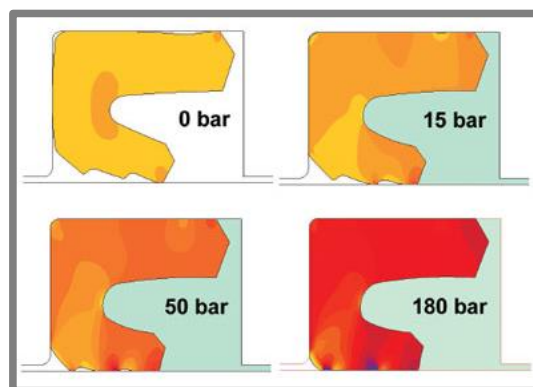
2.6.2 Závislost tření na tlaku

Obr. 2.29 představuje graf, srovnávající tření určité speciální pístnicové manžety s konvenční manžetou s tvarem profilu U. Jak je patrné, závislost její třecí síly na tlaku kapaliny je až do určité hodnoty přibližně lineární. Odchyłka od linearity při vysokých tlacích je způsobena především deformací těsnění – pro ilustraci obr. 2.30. [43]

Pro tuto práci důležitým poznatkem tedy je, že chceme-li zachovat minimální hodnoty pasivních odporů, je k tomu zapotřebí také udržet co nejnižší hodnotu tlaku kapaliny.



Obr. 2.29 Graf závislosti třecí síly na tlaku vyjmutý z článku [43], informujícím o nově vyvinutém speciálním těsnění označeném HL3646P6030, které disponuje velmi nízkými hodnotami tření oproti ostatním dostupným pístnicovým těsněním (avšak je určeno pro odlišné aplikace od naší)



Obr. 2.30 Zobrazení deformace a napětí speciální pístnicové manžety HL3646P6030 při různých tlacích [43]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

V rešeršní části byla představena problematika vibroizolačních soustav a význam využití semi-aktivního řízení ve vylepšení jejich funkce. Byly popsány základní typy konstrukcí tlumičů a detailně představen MR tlumič. Při průzkumu současného spektra aplikací MR technologie bylo zaznamenáno několik vědeckých publikací, které se zabývají možností použití semi-aktivních tlumičů v automatické domácí pračce [33, 3, 27, 32 a 44]. Z výsledků těchto publikací lze usuzovat, že nahrazením pasivních tlumičů tlumiči na MR principu lze zlepšit přenos vibroizolačních systémů praček.

Jedna ze dvou základních koncepcí těchto systémů využívá vzpěr, kombinujících funkci pružiny i tlumiče. Tento koncept má tu výhodu, že vibrace se přenášejí pouze do dna pračky, a neprocházejí tedy celou skříní. Vzpěry v pračce se vyznačují mnohem nižší zátěží, než na jaké jsou dimenzovány běžně používané vzpěry - například v nápravách vozidel. S ohledem na tuto skutečnost v našem případě hrají významný vliv pasivní odpory a pro správnou funkci semi-aktivního algoritmu je v těchto případech zcela zásadní snížit tření na co nejnižší hodnotu.

Cílem této práce je navrhnout MR vzpěru, která požadavek nízkého tření bude splňovat, a zajistí tak velký dynamický rozsah. Pro odvození konkrétních parametrů zadání byla využita pračka Bosch WAS 2446BY, dostupná na Ústavu konstruování. Těmito parametry jsou:

- montážní vzdálenost mezi oky tlumiče (při střední poloze pístu) – 240 mm
- průměr připojovacích ok tlumiče na čepy bubnu a skříně – 13 mm
- F -v charakteristika tlumiče, která bude vylepšena o dynamický rozsah
- tuhost pružiny přibližně 5,4 N/mm

Tyto hodnoty byly z části reálně odměřeny a z části přepočítány z dostupných materiálů z dřívějších měření, proběhlých na této pračce. Tento konkrétní model lze zařadit mezi „top-hung“ koncepty – buben je shora zavěšen na dvou tažných pružinách a zespodu posazen na třech tlumičích. Tažné pružiny budou v konceptu upraveném pro navrhovanou vzpěru ekvivalentně nahrazeny třemi pružinami tlačnými. Uvedená hodnota tuhosti byla tedy získána přepočtem.

Protože je cílem práce pouze návrh samotné vibroizolační vzpěry, jmenované parametry pračky slouží prakticky jen jako libovolně zvolená předloha pro odvození konkrétního zadání. Není tedy nutné, aby náhrada stávajícího izolačního systému pračky přesně odpovídala jejím skutečným dynamickým podmínkám. Bylo by k tomu potřeba vytvořit kompletní dynamický model pračky, což je zcela mimo rámec této práce.

Dodržení potřebných rozměrů a požadavku na nízké tření bude zajištěno vhodnou volbou konstrukce na základě rešerše a experimentálním určením tření vybraných pístnicových těsnění a vedení a výběrem jejich nejlepší varianty.

Požadovaná F -v charakteristika MR tlumiče vzpěry bude stanovena na základě dat získaných během nedávného měření charakteristiky originálního třecího tlumiče pračky. Graf jejího průběhu je na obr. 4.1. Za tímto účelem bude sestaven reologický model tlumiče, který umožní určit potřebné rozměry obtoků a hodnoty požadované intenzity magnetického pole v MR šterbině.

Správná funkce magnetického obvodu bude ověřena pomocí MKP softwaru.

Finálním výstupem bude návrh samotné konstrukce vzpěry a výkres její sestavy.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Postup návrhu je možné rozdělit do několika částí, odpovídajících názvům jednotlivých podkapitol:

4.1 Vytyčení konkrétních cílů

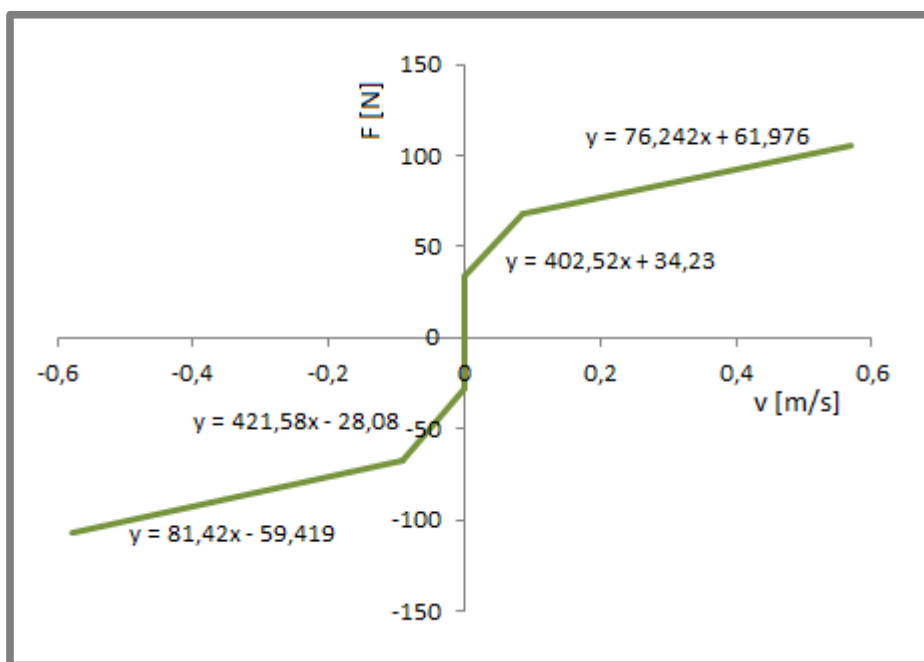
4.1.1 Rozměry

Výchozím parametrem, ze kterého počátek návrhu vychází, je montážní vzdálenost mezi oky původního třecího tlumiče, která činí 240 mm. Tato vzdálenost bude zachována i u nové vzpěry. Druhým stanoveným rozměrem je vnitřní průměr ok – odměřený na 13 mm.

Parametrem, který nemohl být dodržen, je původní zdvih originálních třecích tlumičů, který činí zhruba 120 mm (nebylo možné jej určit přesně). Ten je dán jejich velmi jednoduchou konstrukcí, která umožňuje efektivní využití jejich délky. Složitější konstrukce viskózních tlumičů tak velký zdvih za daných podmínek neumožňuje, výrazně lepší tlumení díky použití MR kapaliny by však tuto nevýhodu mělo vynahradit. Snahou bude alespoň zachovat hodnotu zdvihu co možná největší.

4.1.2 F - v charakteristika a dynamický rozsah

Obr. 4.1 představuje reálně změřenou F - v charakteristiku původního tlumiče pračky. Dílčím cílem návrhu je tuto charakteristiku napodobit a vylepšit o dynamický rozsah D , jehož požadovaná hodnota v místě zlomu je stanovena alespoň na cca 5, a to takovým způsobem, aby původní průběh charakteristiky třecího tlumiče ležel mezi maximálním a minimálním průběhem charakteristiky MR tlumiče – podobně jak ukazuje obr. 2.17 na str. 27. Požadovaného průběhu bude dosaženo vhodným návrhem obtokových kanálů a magnetického obvodu v částech 4.2 a 4.3.



Obr. 4.1 F - v charakteristika původního třecího tlumiče

4.2 Návrh tokových kanálů – reologický model

Pro stanovení F - v charakteristiky nového tlumiče je potřeba sestavit jeho reologický model. Rovnice (2-17) vyjadřuje nejobecnější případ silové rovnováhy MR tlumiče:

$$F = p_a S_p + c_{vis} \dot{x} + F_{MR} \operatorname{sgn}(\dot{x}) + F_t \quad (2-17)$$

kde pro p_a , c_{vis} a F_{MR} platí rovnice (2-14), (2-15) a (2-16), a závislost třecí síly F_t na tlaku kapaliny bude získána experimentálně v části 4.4, a posléze doplněna do finálního výpočtu.

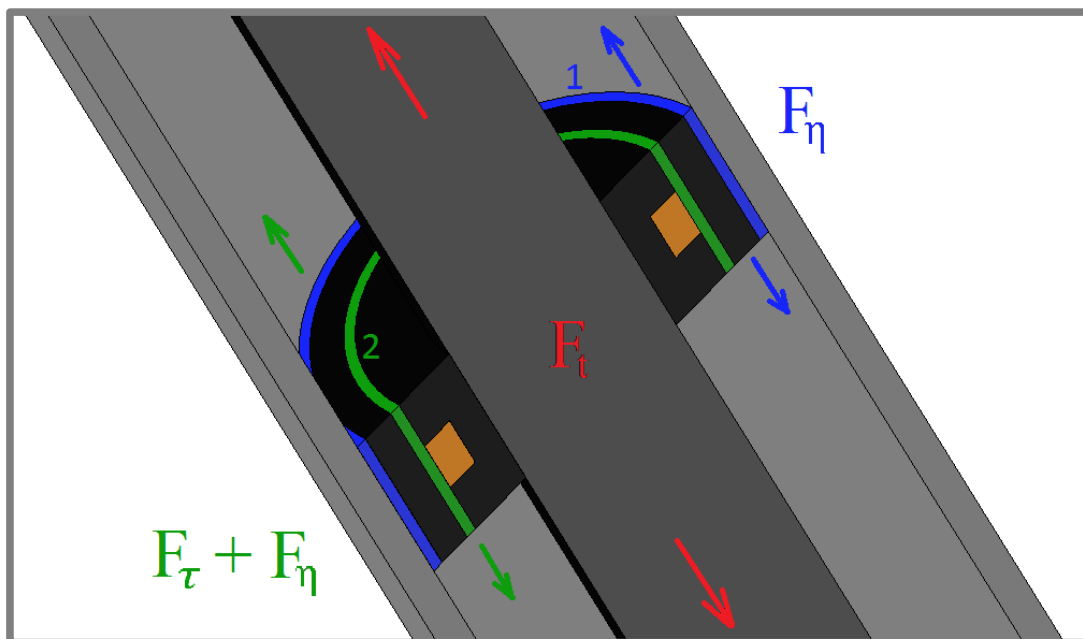
4.2.1 Výběr MR kapaliny

Protože snahou je, aby síla tlumiče v neaktivovaném stavu byla co nejnižší, je vhodné zvolit kapalinu s co nejmenší viskozitou, která je u MR kapalin nezávislá na magnetickém poli. Byl zvolen produkt firmy LORD, protože její kapaliny využívá i Ústav konstruování a má je již proměřené. Tato firma vyrábí 3 druhy kapalin, lišících se svými vlastnostmi. Zvolená kapalina MRF-122 se vyznačuje nejnižší viskozitou $\eta=0,042$ Pas, ale také nejnižším podílem objemu magnetovatelných částic – 22%, který má význam pro stanovení potřebné intenzity v MR štěrbině. Více o tom bude řečeno v části 4.3 *Návrh magnetického obvodu*.

4.2.2 Reologický model

Při návrhu počtu a uspořádání obtokových kanálů je nejprve potřeba připomenout část 2.3.1, která uvádí Binghamský model jako způsob popisu MR kapaliny – tedy kapaliny, která se až do určité hodnoty tečného napětí chová jako pevná látka. Pokud by veškerá tlumící síla vznikala prouděním kapaliny skrz jediný MR kanál a velikost budící síly by klesla pod hodnotu odpovídající mezní hodnotě tečného napětí, indukovaného magnetickým polem v MR kapalině, v tu chvíli by tlumič přestal plnit svou funkci, nedošlo by k přetržení řetězců částic a fungoval by v podstatě jako pevné spojení, přenášející veškeré vzruchy. Z tohoto důvodu je nutné rozdělit cestu, kterou může kapalina přes píst proudit, na 2 kanály.

Ve schématickém řezu tlumičem s průběžnou pístnicí na obr. 4.2 představuje zelené mezikruží MR štěrbinu (2), v níž působí magnetické pole cívky (oranžově zvýrazněna), modré mezikruží pak představuje vnější obtokový kanál mezi pístem a vnitřní stěnou válce (1). Tlumící síla vznikající při pohybu pístu pak může být rozdělena na složku smykovou F_t (viz rovnice 2-10) a složku viskózní F_η (rovnice 2-11) v závislosti na tom, jestli může kapalina proudit pouze obtokem (1), nebo i MR štěrbinou (2). Hraniční hodnotou při zvolených parametrech magnetického obvodu je pak kritická rychlost v_k , při které se tlumící síla F rovná síle F_{MR} na indukované mezi toku τ_y kapaliny. V tomto bodě se mění průběh F - v charakteristiky – dochází k jejímu zalomení. Vždy je ale přítomna také třecí složka síly F_t od těsnění a vedení pístnice, která je v obrázku doplněna červeně.



Obr. 4.2 Možnosti cesty proudu MR kapaliny přes obtok (1) či MR štěrbinu (2) a složky tlumící síly

Rozdělení toku kapaliny mezi dvěma kanály způsobuje komplikaci při určování F - v charakteristiky tlumiče. Rovnice (2-17) totiž předpokládá tok pouze jediným kanálem a člen $\dot{x}$ v takovémto případě představuje přímo rychlost pohybu pístu. Jejím prostřednictvím tak lze jednoduše získat F - v charakteristiku, a tu už jen nastavovat prostým variováním geometrie obtokových kanálů a intenzitou magnetického pole.

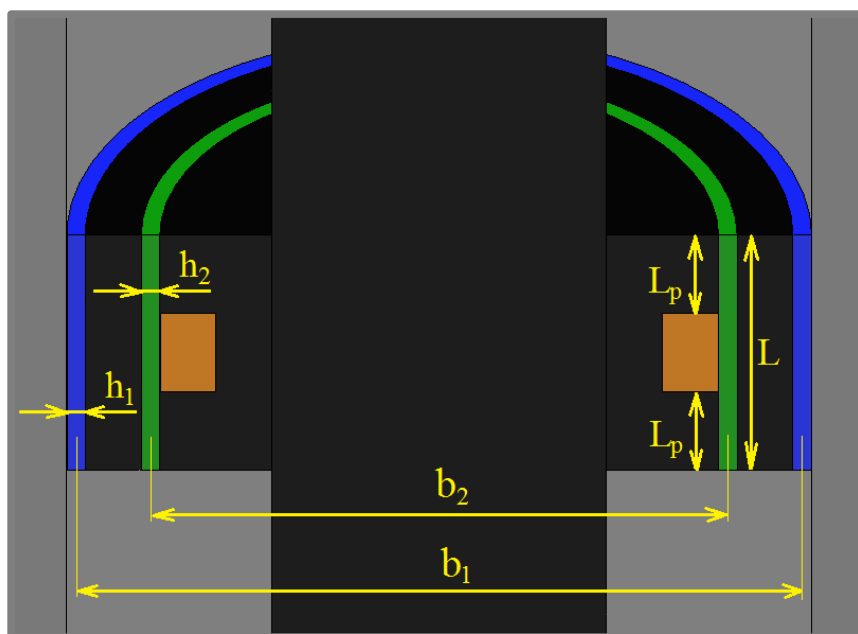
V případě dvou kanálů se ale objemový průtok Q (plocha pístu krát rychlost pístu) rozdělí na průtok vnějším obtokem Q_1 a MR štěrbinou Q_2 , a jejich poměr přitom závisí na indukované mezi toku τ_y . Není tedy možné dosazovat do rovnice (2-17) rovnou rychlost pístu, a pro výpočet síly je nutné zahrnout do něj také funkční závislost rychlostí toků kapaliny kanály (1) a (2) na rychlosti pístu. Je proto vhodnější pracovat spíše s rovnicemi tlakových ztrát, které to svým explicitním tvarem (implicitně obsaženým již v rovnici 2-17) lépe umožňují:

$$dp_1 = \frac{12\eta L Q_1}{h_1^3 \pi b_1} \quad (4-1)$$

Tato rovnice vyjadřuje tlakovou ztrátu při průtoku vnějším obtokovým kanálem (1). V případě MR štěrbiny (2) pak má tvar zahrnující také vliv magnetického pole:

$$dp_2 = \frac{12\eta L Q_2}{h_2^3 \pi b_2} + 2 \frac{c L_p}{h_2} \tau_y \quad (4-2)$$

kde jednotlivé parametry mají obdobný význam jako v části 2.3.3, názorně ilustrovaný na následujícím obr. 4.3.



Obr. 4.3 Geometrie tokových kanálů

Protože tlakové ztráty jednotlivými kanály se musejí rovnat, tedy $dp_1 = dp_2$, můžeme vyřešit všechny neznámé a vyjádřit výslednou tlumící sílu v závislosti na rychlosti pístu. Za tímto účelem byl sestaven výpočtový algoritmus v prostředí MATLAB. Z důvodu programovacího jazyka tohoto systému je výsledný skript poměrně složitý a nepřehledný, není vhodné ho zde proto uvádět. Ve výsledku je program schopný vykreslovat F - v charakteristiku MR tlumiče ve stavu ON a OFF v závislosti na zadaných parametrech. Je zde zahrnut také vliv tření. S jeho pomocí je tak možné optimálně definovat požadovaný průběh i dynamický rozsah tlumiče, a stanovit tomu odpovídající rozměrové a jiné parametry.

Hledání optimálních hodnot je sám o sobě z časového hlediska velmi náročný proces a jeho přehledné zdokumentování zde by si vyžádalo značné množství prostoru i dalšího času navíc, proto bude v kapitole 5 *Konstrukční řešení* rovnou představena výsledná F - v charakteristika.

4.3 Návrh magnetického obvodu

V této části bude v prostředí Ansys Maxwell vytvořen a analyzován model magnetického obvodu tlumiče. Vstupními parametry jsou za prvé: rozměry tokových kanálů a požadovaná intenzita v MR štěrbině, jejichž hodnoty budou určeny na základě předchozí části. Za druhé: τ_y - H a B - H charakteristiky použitých materiálů.

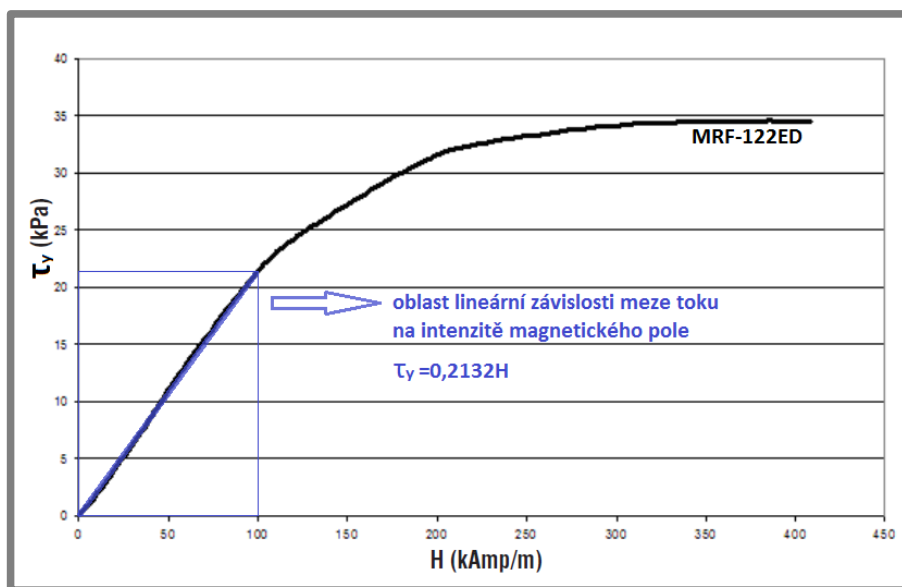
4.3

4.3.1 τ_y - H charakteristika kapaliny

Důležitou vlastností MR kapaliny je průběh závislosti jejího napětí při mezi toku τ_y na intenzitě magnetického pole H . Platí zde vztah, že s rostoucím podílem objemu částic klesá hodnota intenzity, potřebná pro požadovanou velikost meze toku. Výrobce poskytuje tyto charakteristiky na svých stránkách, ovšem bez analytického

4.3.1

vyjádření, které je k výpočtovým účelům během návrhu potřeba. Proto bylo nutné toto vyjádření odvodit. V případě vybrané MRF-122 je v oblasti nízké intenzity tato závislost takřka přesně lineární, stačilo tedy v grafu na obr. 4.4 její průběh proložit přímkou a vyjádřit směrnici, stejně jako tomu udělal například Nassar v [24].



Obr. 4.4 Závislost napětí při mezi toku na intenzitě magnetického pole kapaliny MRF-122 a její matematické vyjádření na požadované oblasti [24]

4.3.2 B-H charakteristika oceli

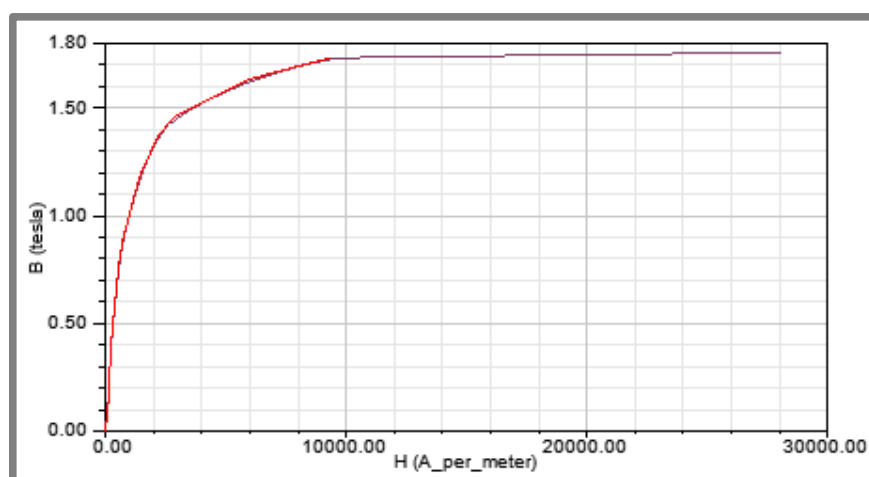
Ocel, jakožto asi nejpoužívanější materiál ve strojírenství, se vyznačuje velkou variabilitou svých vlastností. Její použití tak bylo nasnadě i zde - v kombinaci s MR technologií však je potřeba věnovat zvýšenou pozornost jejím magnetickým vlastnostem, charakterizovaným závislostí magnetické indukce B na intenzitě magnetického pole H .

Vyskytuje se u ní saturace, takže od určité hodnoty intenzity se zastavuje do té doby lineární nárůst magnetické indukce³.

Ocel je obvyklým materiálem, používaným také při výrobě MR tlumičů. Její výhodou je, že z ní lze vyrobit jak jádro cívky, tak i pístnici, které tak mohou tvořit celek, obrobitelný z jediného kusu. Nevýhodou oproti alternativním materiálům, jako je například spékaný ferit, je její elektrická vodivost a tedy možný vznik vířivých proudů, výhodou je zase vyšší hodnota saturace, snadná obrobitelnost a nízká cena.

V tomto návrhu bude použita ocel S235, která je vhodná pro výrobu součástí namáhaných jak staticky, tak dynamicky, jejíž experimentálně zjištěná B-H charakteristika byla k dispozici – obr. 4.5.

³ Dixon v [4] uvádí přibližnou hodnotu $H = 2 \text{ kA/m}$, při které již další zvyšování intenzity nemá prakticky žádný efekt na nárůst indukce.



Obr. 4.5 B-H křivka oceli S235

V MKP softwaru Ansys Maxwell bude ověřena hodnota její magnetické indukce při maximálním proudu, která by pro zajištění přesné kontroly tlumicí síly měla zůstat pod hodnotou přibližně 1,6T.

Saturace B - H křivek se ovšem vyskytuje i u MR kapaliny, a obdobně jako u oceli, i zde je potřeba se kvůli přesnému ovládání tlumicí síly držet v lineární oblasti. V případě MRF-122 je to přibližně pod hodnotou 0,5T [24].

4.4 Výběr vhodného těsnění a vedení pístnice – experiment

4.4

Při výběru těsnicích prvků bylo již od počátku zřejmé, že se v tomto ohledu návrh bude ubírat konvenční cestou, a sice použitím klasických pístnicových manžet, nicméně pro danou aplikaci s optimálními vlastnostmi. Dále byla též vzata v potaz otázka výběru vhodného způsobu vedení pístnice, protože jsou spolu tyto dva parametry poměrně úzce spjaty.

Kapitola 2.6 zmiňuje složitost výběru vhodné varianty těsnění z široké nabídky na trhu, která vyžaduje nejlépe již určité zkušenosti z praxe. Z tohoto důvodu byl osloven Ing. Ota Hušek, majitel společnosti HP Sporting, která se zabývá konstrukcí tlumičů. Na základě jeho doporučení byly vybrány dva vhodné typy těsnění tvaru U od firmy DIMER. Z konzultace problému dále vyplynul návrh na způsob vedení pístnice, a to za použití KU pouzdra. První uvažovaná varianta předpokládala využití vodící pásky, jako standardního, jednoduchého a levného řešení. KU pouzdro by oproti pásce ale mělo mít vyšší únosnost a také především nižší tření.

Kapitola 2.6 taktéž uvádí výčet požadavků, které je na pístnicové manžety možné klást. Z těchto uvedených má pro nás největší význam právě nízké tření, vznikající na styku vnitřního povrchu těsnění a pístnice při jejich relativním pohybu. Požadavek na vysokou tlakovou únosnost zde nemá příliš velké opodstatnění, vzhledem k poměrně malým potřebným tlumícím silám (vycházíme z poskytnuté F - v charakteristiky původního tlumiče pračky), kdy lze zároveň předpokládat i jim úměrně nevelké tlakové ztráty při pohybu pístu, a tedy ani potřebný statický tlak kapaliny kvůli kavitaci nebude příliš vysoký. Ani teoretická možnost jistého průsaku zde, jako ostatně obecně u takovýchto nevýjimečných aplikací, kde při uvolnění

malého množství pracovní látky ze systému nehrozí škody na cenném okolí, není kritickým parametrem, a není tedy předmětem našeho zkoumání.

Jsou to ale právě pasivní odpory, které zásadním způsobem ovlivňují dynamický rozsah tlumiče. V zájmu zajištění co nejlepší přenosové funkce je, aby tyto síly tedy byly co nejnižší. Nejspolehlivější způsob určení tření konkrétních těsnění, aby bylo možné vybrat to nejlepší z nich, je empirický. Za tímto účelem byl proto sestaven a proveden dále popsany experiment.

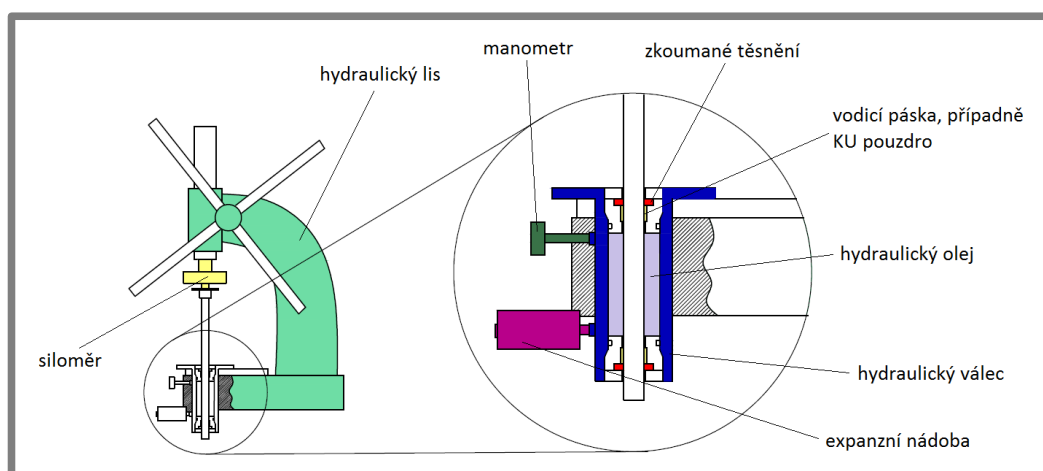
4.4.1 Popis experimentu

Využit k němu byl testovací hydraulický válec s průchozí pístnicí o průměru 18 mm. Třecí síla byla pro lepší srovnání zkoumána kromě u dvou doporučených těsnění (v dalším textu budou pro jednoduchost označena jako A a B) ještě u dalších dvou pístnicových těsnění, která byla k dispozici u hydraulického válce (označení C a D). Viz následující tabulku:

Tab. 4.1 Zkoumaná těsnění

Specifikace těsnění	Označení v rámci měření
Zakázkové manžety NBR 18x30x5,1	A
S01 HPU 18x26x5,7/6,3	B
S01 NBR 18x26x5,7/6,3	C
T20 H 18-26-5,7/6,3-NOVATHAN	D

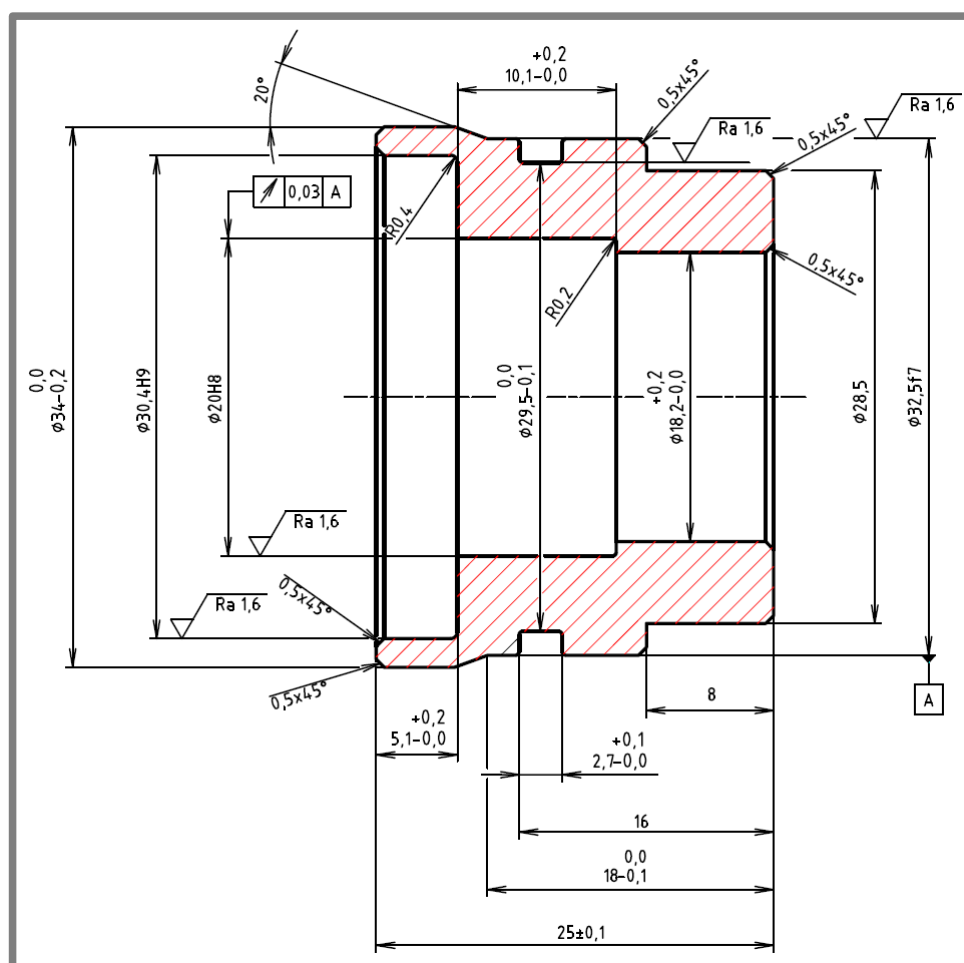
Měření probíhalo v laboratoři Ústavu konstruování, na ručním hydraulickém lisu CTC 5. Do pevné části tohoto stroje bylo uchyceno tělo hydraulického válce, siloměr byl namontován na část posuvnou. K siloměru byla následně za horní konec uchycena pístnice, takže při pohybu lisu mohl být zaznamenáván časový průběh sil. Analogový signál ze siloměru byl poté pomocí počítače v prostředí analyzátoru DEWE-800 převeden na signál digitální a následně vyhodnocen. Měřicí sestava je znázorněna na schématu na obr. 4.6.



Obr. 4.6 Schéma měřicí sestavy

Nejdříve ale bylo zapotřebí vypořádat se s následující komplikací:

Doporučené těsnění A není standardní katalogové těsnění firmy DIMER a bylo touto firmou vyrobeno na základě zadaných požadavků po konzultaci s technickým oddělením firmy. Z technologických důvodů bohužel nebylo možné tyto manžety vyrobit tak, aby byly kompatibilní s originálními ucpávkami hydraulického válce – vnější průměr manžety je 30 mm, avšak ucpávky jsou stavěné pro průměr 26 mm. Bylo tedy potřeba vyrobit pro tato těsnění ucpávky nové, a to úpravou konstrukce stávajících, vycházející z jejich dostupné technické dokumentace. Na rozdíl od těch originálních, u nových bude namísto vodící pásky už použito KU pouzdro.



Obr. 4.7 Konstrukční úprava stávající ucpávky pro nové těsnění a KU pouzdro

4.4.2 Postup měření a metodika vyhodnocování

Měřicí sestava byla zapojena tak, jak je na obr. 4.6 a třecí síla byla zaznamenávána pro následující konfigurace těsnění, vedení pístnice a tlaků hydraulického oleje dle tab. 4.2.

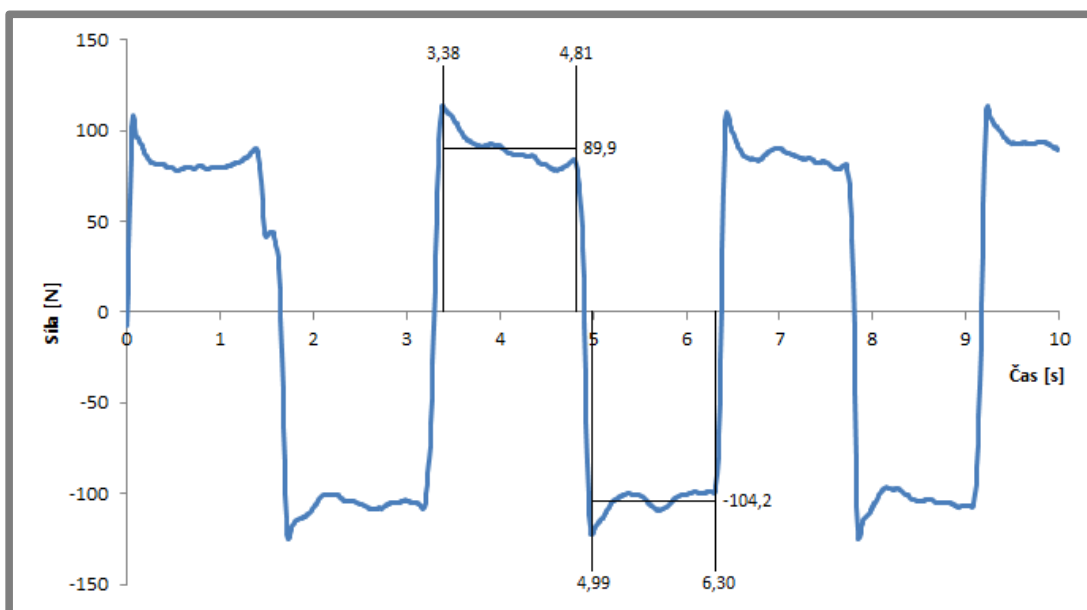
Tab. 4.2 Měřené konfigurace

Označení těsnění/konfigurace	Vedení pístnice	Třecí síla F_t (N) při tlaku			
		0 bar	5 bar	10 bar	15 bar
A	KU pouzdro	24,7	37,5	55,2	65,5
B	vodicí páska	22,0	35,3	45,9	59,3
C	vodicí páska	23,6	43,6	67,7	97,1
D	vodicí páska	100,7	117,5	150,3	173,8

Je vhodné poznamenat, že výsledné tření každé konfigurace odpovídá součtu třecích sil dvojice těsnících manžet, orientovaných čely proti sobě, a dvojice vodicích prvků, nikoli třecí síle samotné jediné manžety a jednoho kusu vedení. Obecně přitom platí, že příspěvky do okamžité celkové třecí síly od každé z manžet daného páru nejsou stejné⁴.

Postup určení třecí síly je ukázán na příkladu konfigurace C při tlaku oleje 15 bar. Časový záznam naměřené síly je na obr. 4.8. Jednotlivé opakující se úseky v tomto grafu odpovídají pohybu pístnice směrem dolů, respektive nahoru. Jak je ze záznamu patrné, velikost třecí síly výrazně kolísá i během relativně rovnoměrného pohybu mezi úvratěmi, a nikdy se příliš výrazně neustálí na konkrétní hodnotě. Víceméně podobné průběhy byly pozorovány i u ostatních konfigurací. V kapitole 2.6.1 byla zmíněna komplikovanost problematiky při snaze o jednoznačné vyhodnocení kvality zkoumaných těsnění z hlediska tření. S přihlédnutím k přesnosti samotného experimentu, kdy vzhledem k omezeným možnostem bylo pro vyvolání pohybu pístnice použito ručně ovládaného lisu, který už sám o sobě nemohl zajistit dostatečně hladký chod, dále k bohužel již ne zcela ideálnímu stavu povrchu pístnice (broušený povrch již po dřívějších experimentech jevil známky opotřebení – drobné škrábance a rýhy), byl nakonec pro vyhodnocení průběhů jako nejvhodnější kritérium zvolen aritmetický průměr sil.

⁴ Záleží totiž na směru pohybu vzhledem k orientaci manžety. Během pohybu jedním směrem se pístnice do první manžety zasouvá, z druhé se naopak vysouvá, a třecí síly zde působící jsou díky tvarování těsnění rozdílné. Zjistit experimentálně tření jedné samotné manžety při reálných provozních podmínkách (při natlakovaném oleji) je technicky komplikovaný úkol, protože olej je u pístnicového těsnění přítomen vždy jen z jedné strany. Takovýto experiment je velmi obtížné, ne-li nemožné sestavit. Proto se obvykle třecí síla jedné manžety bere jako polovina celkového tření páru. [45] Bude-li tento fakt potřeba v některé části práce zohlednit, bude o tom informováno, nicméně v této podkapitole zatím hovoříme vždy o tření páru (těsnících manžet, vedení).



Obr. 4.8 Časový záznam třecí síly při konfiguraci: těsnění C, vodící páska, tlak 15 bar

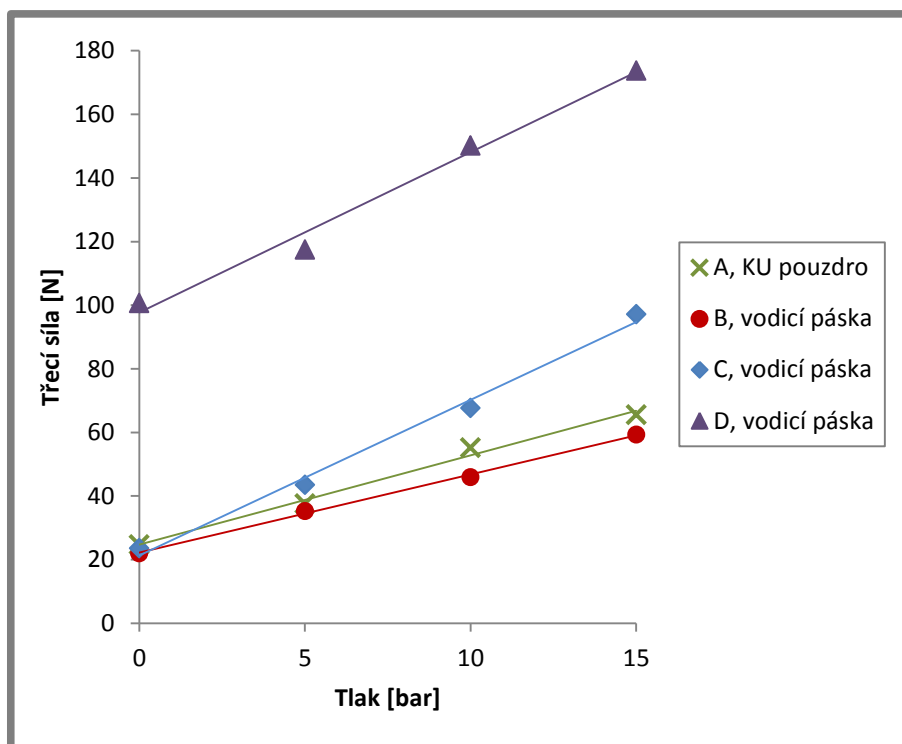
Posunutí průběhu grafu na směr dolů a tedy mírná nesouměrnost podél vodorovné osy je způsobena tíhou pístnice a přípravku pro její uchycení v siloměru, vstupující do záznamu. Její vliv je však ve výpočtu třecí síly eliminován, neboť tato je tedy určena jako aritmetický průměr ze středních absolutních hodnot sil, naměřených během pohybu pístnice nahoru a pohybu dolů. Pro tento případ platí:

$$F_t = \frac{F_D + F_N}{2} = \frac{|89,9| + |-104,2|}{2} \doteq 97,1 \text{ N} \quad (4-3)$$

kde: F_t N je výsledná třecí síla dané konfigurace
 F_D N je střední třecí síla, naměřená během pohybu pístnice směrem dolů, zmenšená o tíhu pístnice a přípravku,
 F_N N je střední třecí síla, naměřená během pohybu pístnice směrem nahoru, zvětšená o tíhu pístnice a přípravku

Střední hodnoty třecích sil při pohybu mezi úvratěmi byly spočteny jako absolutní hodnoty aritmetických průměrů z naměřených hodnot v časových intervalech, odpovídajících daným směrům pohybu. Zde tedy například střední třecí síla F_N byla určována v časovém intervalu záznamu 4,99 až 6,30 sekund, s krokem 0,01 s. Výsledkem je hodnota -104,2 N. Záporné znaménko je dáno pouze souřadným systémem siloměru a je eliminováno absolutní hodnotou.

Hodnoty získané tímto postupem pro všechny konfigurace jsou pro názornost převedeny do grafu - obr. 4.9. Závislost třecí síly na měřeném rozsahu tlaku se ukázala jako přibližně lineární. Z grafu je dále především patrné, že ze zkoumaných konfigurací bylo nejlepších výsledků dosaženo při použití těsnění B. Pro správné vyhodnocení je však třeba přihlídnout ještě i k rozdílnému způsobu vedení pístnice, proto byla zvlášť změřena i třecí síla samotné vodící pásky a KU pouzdra – viz tabulku 4.3.



Obr. 4.9 Graf závislosti třecích sil jednotlivých konfigurací na tlaku

Tab. 4.3 Třecí síla od vedení pístnice

Vedení pístnice	Třecí síla bez použití oleje (N)
vodící páska	23,7
KU pouzdro	11,1

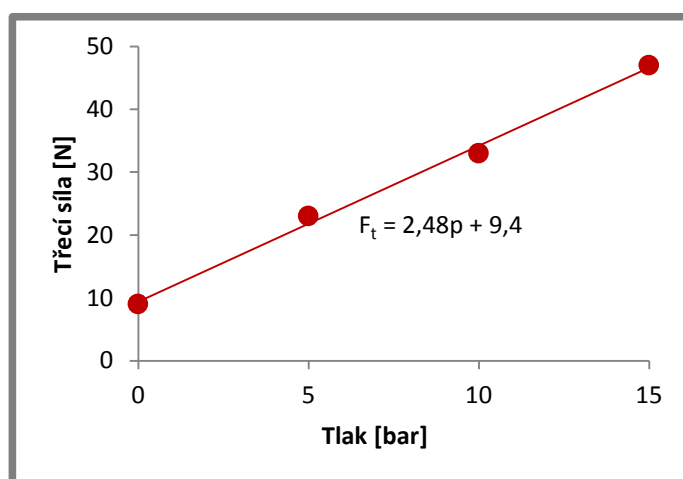
4.4.3 Určení výsledné rovnice tření

Z výsledků je vidět, že při použití KU pouzdra se podíl třecí síly od vedení sníží přibližně na polovinu oproti pásce, a jeho doporučení tak bylo ověřeno jako správné. Aplikace KU pouzdra na místo vodící pásky v konfiguracích B, C, D by tedy vedla k celkovému posunutí závislosti třecích sil na tlaku v grafu na obr. 4.9 směrem k nižším hodnotám.

Závěrem experimentu je tedy určení kombinace těsnění doporučenými pístnicovými manžetami B a vedení pomocí KU pouzdra jako nejvhodnější varianty z hlediska tření. Zakázkové manžety A se nakonec ukázaly jako méně vhodné, avšak na jejich průměr vyrobená víčka alespoň umožnila ověřit vhodnost vedení pístnice pomocí KU pouzdra.

Konkrétní hodnoty závislosti třecí síly vítězné kombinace těsnění B a KU pouzdra na tlaku oleje ovšem bohužel nebylo možné změřit přímo. Bylo by k tomu totiž zapotřebí vyrobit další víčko pro hydraulický válec, které by umožňovalo měřit takovouto kombinaci průměru těsnění a vedení pístnice. (Těsnění B je kompatibilní pouze s originálním víčkem, kdežto KU pouzdro jenom s víčkem novým.) To by ale přineslo další zdržení procesu, přitom jde v rámci celého návrhu jen o dílčí problém. Z tohoto důvodu je tedy výslednou F_t - p charakteristiku možné odvodit pouze přibližně z dosud naměřených dat, a to odečtem třecí síly samotné vodící

pásy a posléze přičtením třecí síly KU pouzdra. Takto získané hodnoty jistě nejsou zcela přesné, protože tření od samotného vedení pístnice, tedy bez těsnicích manžet, mohlo být z logických důvodů měřeno jen bez přítomnosti oleje, který může mít určitý vliv jak na tření pásy, tak i pouzdra. Zůstává otázkou případného dalšího zkoumání, nakolik by se výsledné hodnoty zobrazené v grafu na obr. 4.10 lišily od těch, které bychom reálně naměřili. S přihlédnutím k výše zmiňovaným okolnostem měření by však odchylky pro naše účely pravděpodobně nebyly zásadní.



Obr. 4.10 F_t - p charakteristika vítězné konfigurace těsnění B a vedení KU pouzdem, doplněná o rovnici regrese – výslednou rovnici tření

4.5 Návrh možných koncepcí

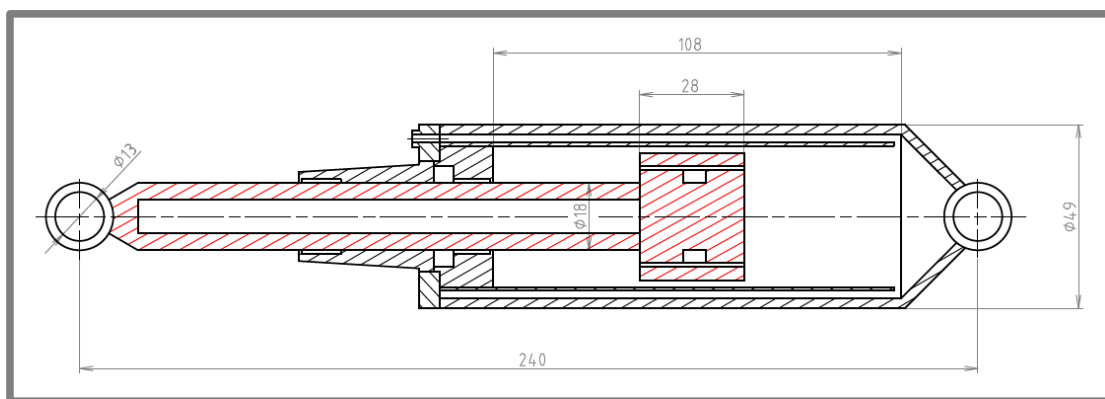
Důvodem, proč této podkapitole předcházet text věnovaný výběru těsnění, je skutečná časová posloupnost jednotlivých fází návrhu. V době určování pasivních odporů nebylo ještě zcela jasné, pro jakou konkrétní aplikaci bude vzpěra navrhována. Konečně ani zadání této práce samotné žádnou konkrétní aplikaci nevyžaduje. Pochopitelně se brzy ukázalo, že vytvořit vibroizolační vzpěru pro „volné“ použití je z hlediska návrhu sice nikoli omezující, nicméně příliš neurčitý úkol. Vystala tedy potřeba stanovit konkrétní hranice a požadavky návrhu, které jsou popsány v kapitole 3.

S pomocí poznatků z rešerše bylo rozpracováno několik návrhových verzí vzpěry, které mohou být shrnuty do třech základních koncepcí, jež budou nyní představeny, společně s úvahou nad jejich výhodami a nevýhodami. Protože návrh tlumičového prvku hraje v celkové konstrukci primární roli a nejvýrazněji ovlivňuje její výslednou podobu, jsou tyto návrhy posuzovány především s ohledem na něj. V další části jsou představeny možnosti umístění pružiny.

4.5.1 Koncepce dvouplášťového tlumiče

První volbou z důvodu prověřeného a nejvíce používaného typu konstrukce byl tlumič s letmo uloženou pístnicí. Jeho hlavní předností je v rámci uvažovaných

návrhů poměrně velký zdvih. Omezení zdvihu je totiž hlavní daň za nahrazení pasivních třecích tlumičů, jejichž jednoduchá konstrukce jim dovoluje efektivně využívat většinu své délky, jak již bylo zmíněno. Letmo uložená pístnice vyžaduje prostor pro kompenzaci svého objemu při pohybu. Jelikož ale chceme udržet co nejnížší hodnoty pasivních odporů, není klasické řešení pomocí plovoucího pístu příliš vhodné, neboť u plovoucích pístů nelze použít těsnicí manžety tvaru U (tlak je totiž na obou stranách), a namísto nich se používají O-kroužky, jejichž tření je vysoké. Na první pohled ideální cestou se zdá tedy být použití dvojitého pláště, kdy se stlačovaný plyn nachází nad kapalinou a není jej tedy třeba oddělovat pomocí pístu – obr. 4.11.



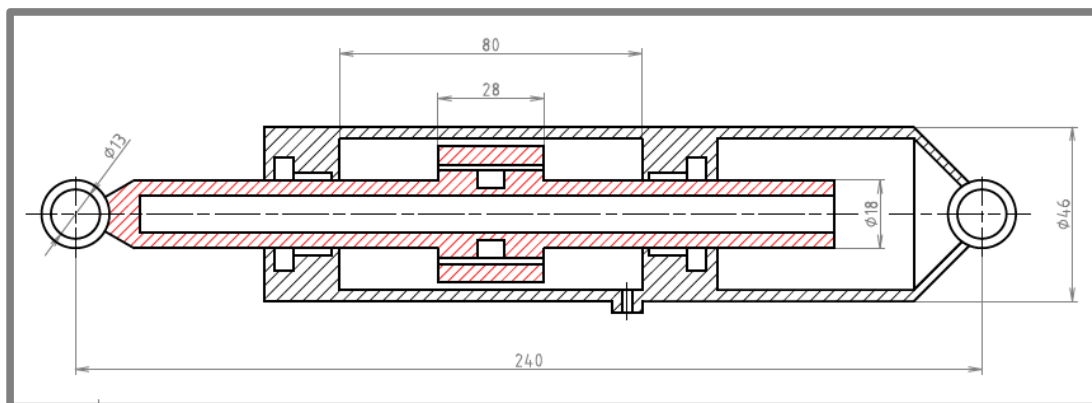
Obr. 4.11 Schéma koncepce dvouplášťového tlumiče

Na možné zásadní nebezpečí tohoto konceptu, hrozící při jeho použití s MR kapalinou, nicméně upozornil Ing. Michal Kubík. Dvouplášťový tlumič totiž k zajištění své správné funkce potřebuje, aby byl prostor mezi pláště od hlavního válce oddělen pomocí ventilů, které ale nejsou s MR kapalinou použitelné. A jejich prosté odstranění není možná cesta, protože kapalina, na níž by působil pohybující se píst, by jednoduše řečeno měla i jinou možnost, než si prorazit cestu skrze MR šterbinu – mohla by totiž namísto toho také stlačovat plyn. Jakou měrou by se tato změna projevila na F - v charakteristice přitom není snadné stanovit. Obecně by bylo možné tento vliv omezit dostatečným natlakováním plynu, aby tlakové ztráty v kapalině při pohybu pístu byly oproti tlaku plynu jen malé, a tento se stlačoval, pouze proto, aby kompenzoval objem pístnice a termální expanzi kapaliny - a tedy sloužil jenom svému účelu. Vysoké tlaky jsou ale podle předcházející podkapitoly zcela v rozporu s naším zájmem udržet co nejmenší hodnoty pasivních odporů, k čemuž je naopak potřeba zachovat co možná nejnížší hodnotu tlaku kapaliny – viz graf třecí síly na obr. 4.10.

Z tohoto důvodu byla tato koncepce tedy brzy zamítnuta. Domněnku o nevhodnosti použití dvouplášťového tlumiče v kombinaci s MR kapalinou podporuje i fakt, že během rešerše nebyl ani obdobný případ evidován.

4.5.2 Koncepte průběžné pístnice

Zamítnutí plovoucího pístu i koncepte dvojitého pláště značně omezuje možnosti konstrukce a ve svém důsledku vede pouze k samým poměrně netradičním řešením. Jedním z nich je použití průběžné pístnice, zmíněné již v části 2.2.1 – obr. 4.12.

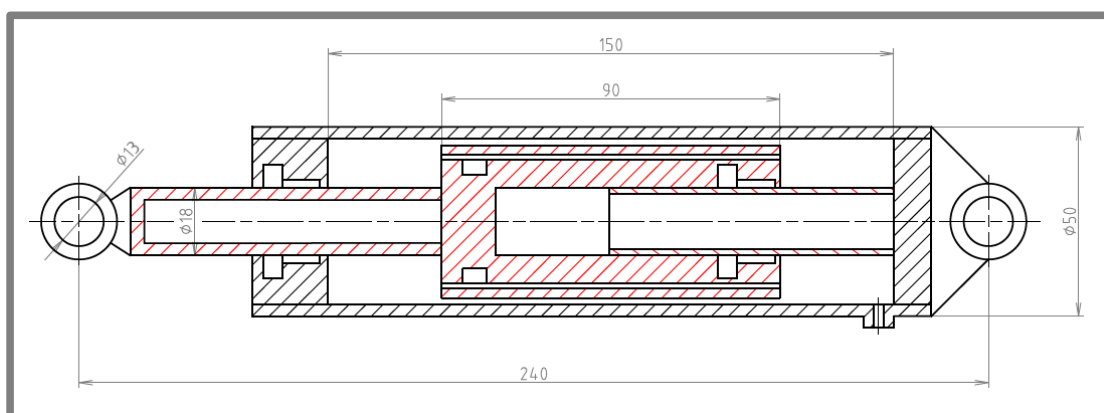


Obr. 4.12 Schéma koncepte průběžné pístnice (expanzní nádoba není zobrazena)

Tato koncepce úspěšně řeší problém přídavného objemu pístnice jeho naprostou eliminací. Expanzní nádoba slouží pouze k tlakování a vyrovnávání změn objemu kapaliny vlivem teploty, prakticky tedy nepřidává žádné tření a může být poměrně malá. Pokud bude pístnice vyrobena z jediného kusu, bude tím zajištěna také možnost velmi přesného středění pístu uvnitř válce, které je potřebné pro záruku stálých rozměrů obtokové šterbiny mezi pístem a vnitřní stěnou tlumiče.

4.5.3 Koncepte „pseudoprůběžné“ pístnice

Alternativou k průběžné pístnici je její „pseudoprůběžná“ verze (obr. 4.13), založená na konceptu tlumiče představeného v části 2.4.3. Přináší mírné zlepšení zdvihu, ovšem také řadu komplikací, plynoucích z neobvyklosti konstrukce, která není zcela kompatibilní se změnami, které by na ní oproti její předloze bylo třeba provést.



Obr. 4.13 Schéma koncepte „pseudoprůběžné“ pístnice (expanzní nádoba není zobrazena)

Rozdělení pístnice na letmo uloženou část a trn, po kterém je veden píst, je výhodné v tom, že se z tlumiče při jeho činnosti na opačné straně nevysouvají žádné jeho části. To je ale vykoupeno velkou délkou pístu, nutnou pro zajištění stálého kontaktu s trnem. MR štěrbina, vedoucí vnitřkem pístu, by tak musela být stejně dlouhá, což by vedlo k vysokým tlakovým ztrátám nad mezí toku MR kapaliny, kde už ale nejsou žádoucí.

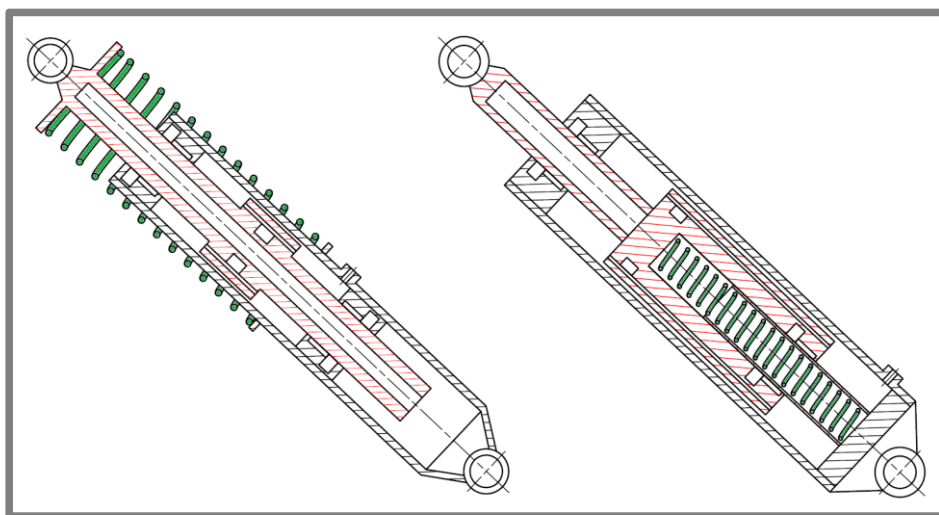
Další konstrukční rozvahy se zužují na vzpěru se zcela průběžnou či „pseudopřůběžnou“ pístnicí.

4.5.4 Výběr pružiny a jejího umístění

Pro zajištění izolační funkce vzpěry byla vybrána tlačná vinutá pružina. Její předností je jednoduchost, široká škála provedení rozměrů i tuhostí, lineární závislost síly pružnosti na stlačení či roztahení a relativně nízká cena. Tyto vlastnosti ji činí ideální volbou i pro tuto aplikaci. Nejedná se ale o jediný možný způsob odpružení izolačních systémů – dalším poměrně častým typem je plynová pružina. Složitá konstrukce, nelineární F - x charakteristika, malé zdvihy a tření plovoucího pístu jsou však důvody, proč v tomto návrhu nebyla vůbec uvažována.

I prostá tlačná pružina z drátu s kruhovým průřezem, jaká bude použita zde, má ale nevýhodu, kterou je třeba brát v potaz. Tou je její délka L_0 při maximálním stlačení a dosednutí závitů⁵. Pro tento návrh má velký význam, aby tato délka ještě nezmenšovala nevhodně zvoleným umístěním hodnotu zdvihu tlumiče. Existují v zásadě dvě varianty, které toto v rámci konceptů tlumičů vybraných v předchozí části zajišťují – viz obr. 4.14. Jsou to:

- pružina vedená vně válce
- pružina vedená uvnitř pístnice



Obr 4.14 Možnosti umístění pružin

⁵ Existují i alternativní typy tlačných kovových pružin, které disponují výhodou poměrně nízkých délek L_0 , jako například vlnovkové pružiny z plochého drátu TruWave. Jejich sortiment je ale značně omezený a pro tento návrh se nepodařilo najít vhodný výrobek.

Při průzkumu běžného sortimentu sériově vyráběných pružin se neprokázala vhodnost varianty vedení pružiny uvnitř duté pístnice. Požadovaná tuhost pružiny je přibližně 5,4 N/mm, přičemž aby bylo možné ji umístit do pístnice, její vnější průměr by musel být maximálně 15mm, a zároveň je potřeba zajistit i dostatečnou pracovní délku. Tyto požadavky prakticky nejsou u katalogově dostupných pružin slučitelné.

Pro případ pružiny vedené kolem válce je situace na trhu příznivější, avšak toto umístění negativně ovlivňuje vnější rozměry vzpěry – pružina rozšiřuje její průměr. Je proto vhodné, aby byl co nejmenší už samotný průměr válce. Koncept tlumiče s průběžnou pístnicí je z tohoto pohledu perspektivnější volbou, než jeho dělená alternativa, protože umožňuje případné umístění prvků magnetického obvodu blíže k ose pístnice, tedy v prostoru, který u „pseudopřůběžné“ varianty musí zůstat vyhrazen pro zasouvání vodícího trnu.

4.6 Výběr finální varianty

Na základě všech výše uvedených úvah byla určena finální podoba budoucí vzpěry, založená na konceptu průběžné pístnice. Hlavní roli při jejím výběru sehrál právě požadavek na nízké tření. V kapitole 4.4 je uveden průměr pístnice hydraulického válce, na kterém probíhalo měření, který činil 18 mm. Jak zde bylo taktéž řečeno, při určování výsledné rovnice třecí síly vítězná kombinace vedení a těsnění jsme si dovolili připustit jistou nepřesnost. Ačkoliv průměr 18 mm není pro pístnice tlumičů v pračkách zřejmě příliš typická hodnota, přepočítáváním třecí síly naměřené na tomto průměru na průměr menší by takto získané údaje pravděpodobně už neměly příliš velkou vypovídající hodnotu. Druhým, neméně důležitým argumentem pro zachování průměru z experimentu i u vzpěry, je skutečnost, že pístnicové manžety našeho vybraného typu již pro menší průměry ani nemá výrobce k dispozici. Z těchto důvodů je proto průměr pístnice vzpěry stanoven na 18 mm.

Volba průběžné pístnice naštěstí na rozdíl od „pseudopřůběžné“ varianty umožňuje zmenšení průměru válce, takže umístěním pružiny kolem tlumiče objem vzpěry nenaroste do nepřipustných rozměrů vzhledem k plánované aplikaci v pračce.

Protože průběžná pístnice vyžaduje těsnění i vedení na každé straně tlumiče, průběh F_t - p charakteristiky z obr. 4.10 platí tak jak je a můžeme jej považovat za rovnici třecí síly vzpěry:

$$F_t = 2,48p + 9,4 \quad (4-4)$$

Z rovnice (2-17) tak vypadne člen zohledňující rozdílnou velikost plochy pístu nahoře a dole, a výsledná rovnice tlumící síly MR tlumiče tedy vypadá následovně:

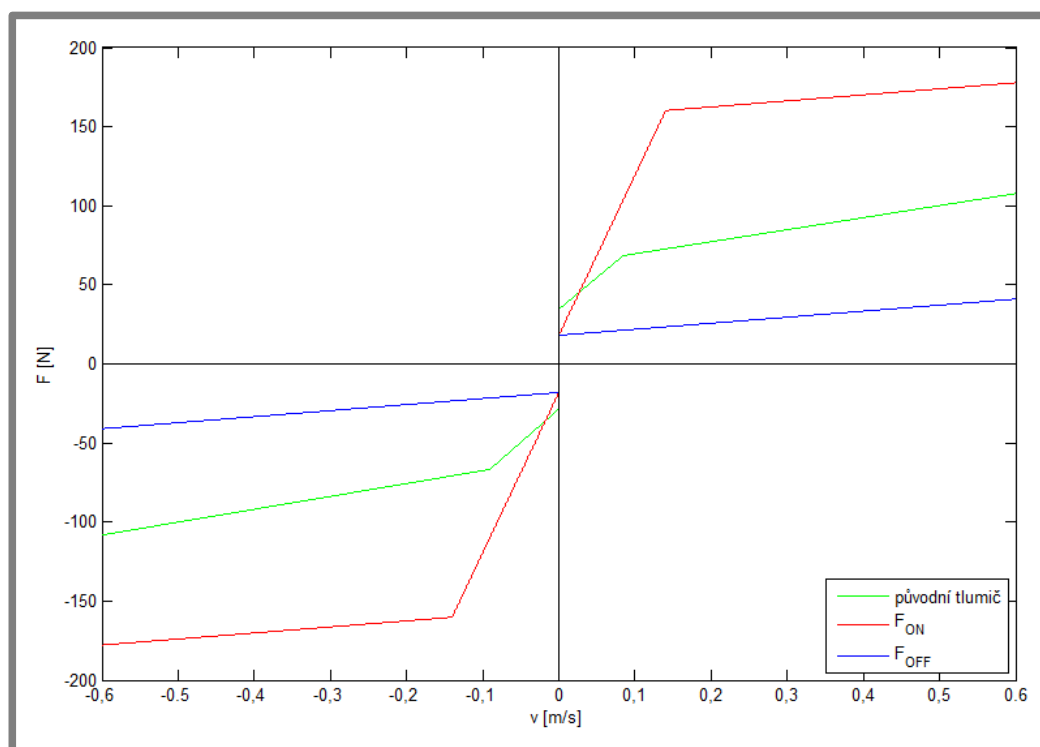
$$F = c_{vis}\dot{x} + F_{MR}sgn(\dot{x}) + 2,48p + 9,4 \quad (4-5)$$

Nyní již máme veškeré potřebné podklady a můžeme přejít ke konstrukčnímu řešení vzpěry.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Konečné parametry tlumiče

Na obr. 5.1 je graf průběhu výsledné F - v charakteristiky MR tlumiče, a to jak ve stavu plně aktivovaném (červeně), tak ve stavu vypnutého obvodu (modře). Pro srovnání je také doplněna charakteristika původního třecího tlumiče (zeleně).



Obr. 5.1 Výsledná F - v charakteristika MR tlumiče

Následuje výčet tomu odpovídajících hodnot určených parametrů:

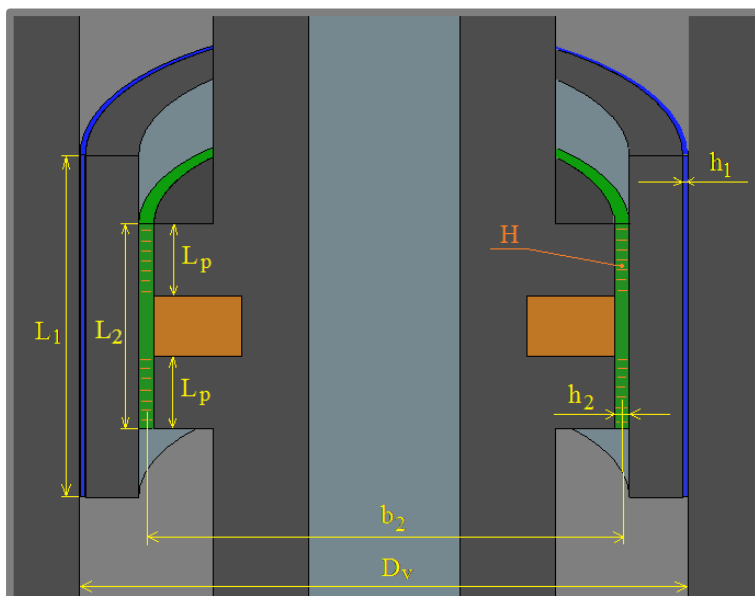
$$\begin{aligned} h_1 &= 0,3 \text{ mm} \\ h_2 &= 0,8 \text{ mm} \\ D_v &= 32 \text{ mm} \\ b_2 &= 25 \text{ mm} \\ L_1 &= 20 \text{ mm} \\ L_2 &= 12 \text{ mm} \\ L_p &= 4,5 \text{ mm} \\ H &= 40\,000 \text{ A}\cdot\text{m}^{-1} \end{aligned}$$

Význam parametrů je patrný ze schématu na obr. 5.2.

V průběhu hledání optimální kombinace těchto proměnných byla upravena geometrie pístu do výhodnější podoby z hlediska vypnutého stavu tlumiče, kdy jsou žádoucí nízké tlakové ztráty při pohybu pístu. Za tímto účelem se proto ukázal jako vhodný krok zkrácení délky MR štěrbin L_2 .

Snahou také bylo co nejvíce zmenšit průměr válce tlumiče, aby celkové rozměry

vzpěry po přidání vnější vinuté pružiny nebyly příliš velké. Tomu odpovídající velikost vnitřního průměru válce D_v je nejmenší možná hodnota, při které je zachován dostatek prostoru pro prvky magnetického obvodu pístu.



Obr. 5.2 Schéma vylpešené geometrie tokových kanálů

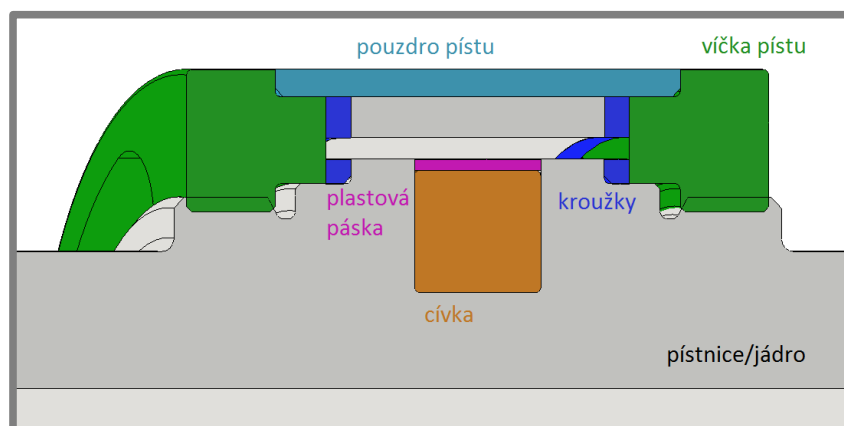
Hodnota potřebného tlaku kapaliny p , která musí být vyšší než maximální tlakové ztráty, byla určena na 3,5 Bar. Tomuto tlaku odpovídá dle rovnice (4-4) velikost třecí síly $F_t = 18,08 \text{ N}$.

Hodnota dynamického rozsahu v místě zlomu činí 6,8.

5.2 Podoba pístu a ověření funkce magnetického obvodu

Při návrhu magnetického obvodu a pro simulaci jeho funkce již bylo potřeba brát v potaz konkrétní možnosti konstrukčního uspořádání pístu a jejich realizovatelnost. Obr 5.3 a 5.5 představuje podobu finální verze.

5.2

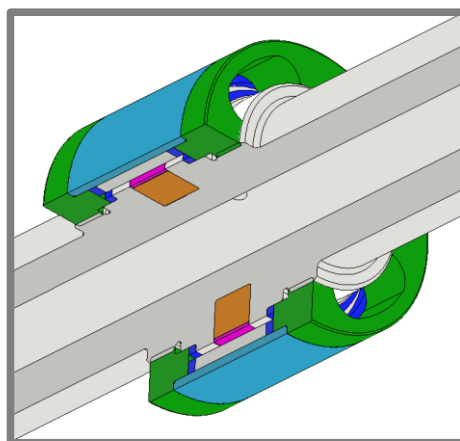


Obr. 5.3 Řez pístem a popis součástí

Díky použití oceli bylo možné vyrobit jádro obvodu jako nedělenou součást pístnice, na kterou se přímo namotává cívka. Ta je od MR kapaliny oddělena přesným kroužkem plastové pásky, která tak tvoří část stěny MR štěrbin. Tmavě modře jsou zvýrazněny kroužky vyrobené z nemagnetického materiálu (např. slitiny hliníku), které přiléhají na ocelové jádro cívky a upravují tak dosah a podobu magnetického pole na vstupu a výstupu do MR štěrbin, aby zde nedocházelo ke tvorbě řetězců částic v nežádoucím směru vzhledem k toku kapaliny. Plášť pístu a zároveň vnitřní stěnu vnějšího obtoku tvoří pouzdro taktéž z nemagnetického materiálu. Nejvýraznějším prvkem jsou zeleně označená víčka pístu, která vše drží pohromadě a zajišťují správnou polohu jádra a tokových kanálů.



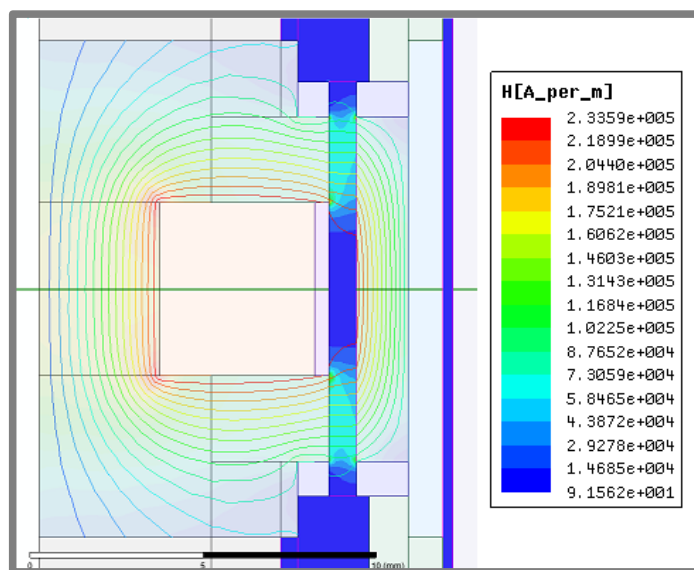
Obr. 5.4 Víčko pístu



Obr. 5.5 Tříčtvrtinový řez pístem

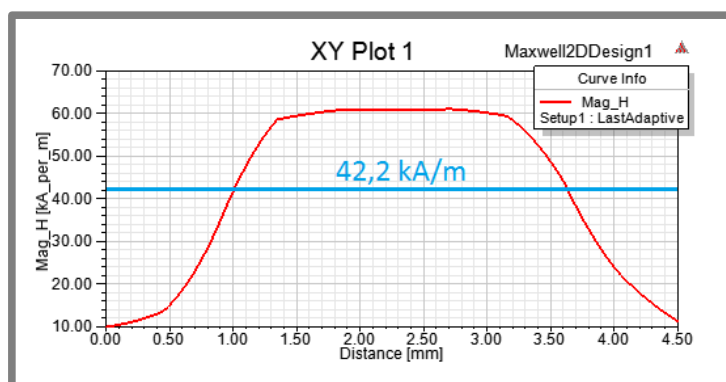
Rozebiratelnost pístu je zaručena čtyřmi segmenty se závitem M 22 x 1 – obr. 5.4. Přesné středění víček a potažmo tedy i všech součástí pístu zajišťují osazení na víčkách, která dosedají na středící plošky vysoustružené na pístnici.

Obr. 5.6 zobrazuje rozložení intenzity magnetického pole v MR štěrbině při proudu 2 A cívkou o 55 závitů.



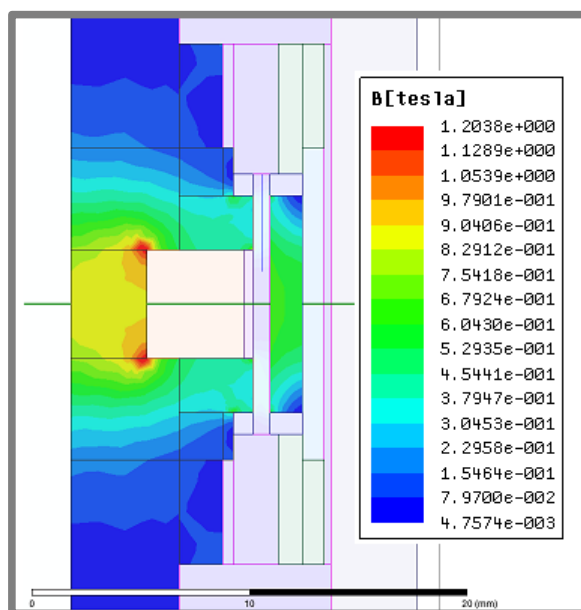
Obr. 5.6 Intenzita magnetického pole v MR štěrbině

S odkazem na část 2.5.3 byla po délce L_p vypočítána průměrná hodnota intenzity magnetického pole, která činí 42,2 kA/m – viz obr. 5.7. Toto číslo takřka přesně odpovídá požadované hodnotě z reologického modelu, obvod je tedy z hlediska vlivu na vznik smykové složky tlumící síly F_τ navržen správně.



Obr. 5.7 Průměrná hodnota intenzity po délce MR štěrbiny

Na obr. 5.8 pak lze ověřit průběh magnetické indukce jádrem a podmínku, aby její hodnoty nedosahovaly hladiny saturace. I tento požadavek obvod splňuje.



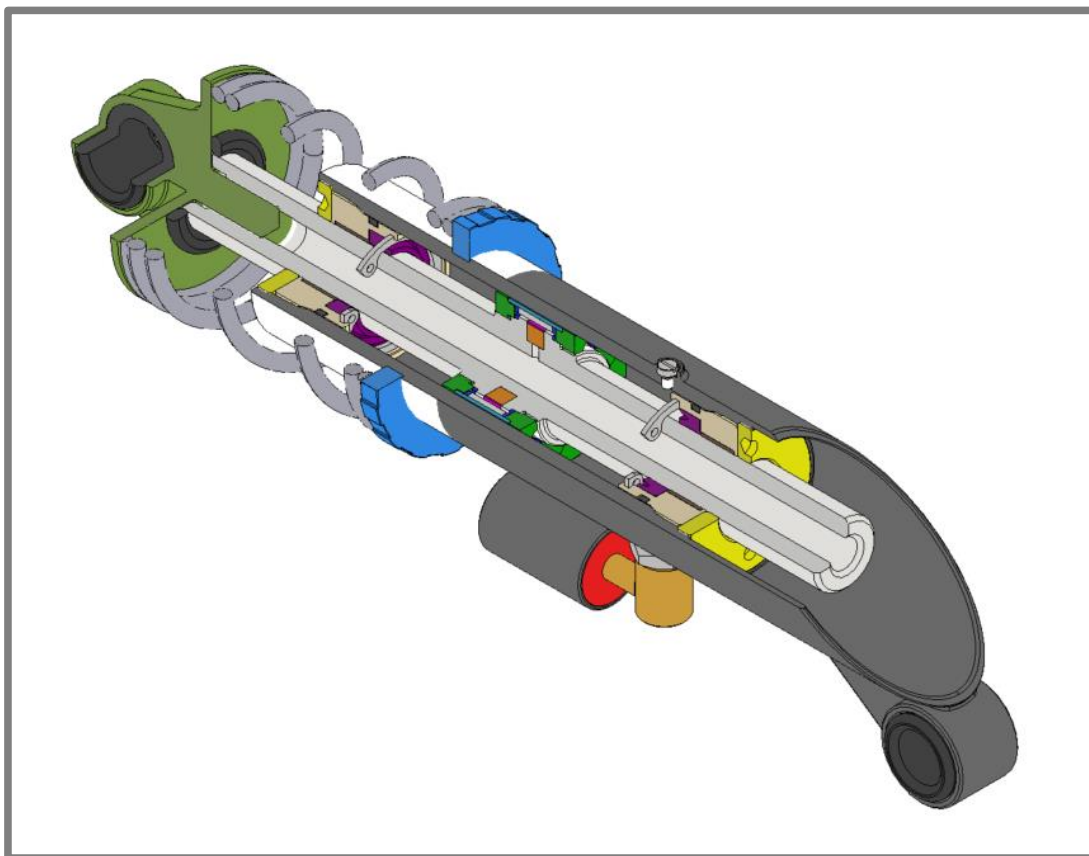
Obr. 5.8 Průběh magnetické indukce v obvodu

5.3 Celkové řešení vzpěry

Konečná podoba vzpěry je zobrazena na obr. 5.9. Nejvýraznější změnou oproti koncepční verzi (část 4.5.2) je posunutí polohy spodního oka pod osu pístnice. Tato změna byla nutným krokem v zájmu zachování dostatečného zdvihu, jehož skutečně realizovatelná hodnota se během detailnějšího rozpracování návrhu ukázala být menší, než ta odhadovaná v návrhu možných koncepcí (viz obr. 4.12). Tímto krokem je umožněno větší vysunutí pístnice na spodní straně, a výsledná délka zdvihu tak

činí 56 mm. Díky otevřené dolní straně tlumiče je pak dále snadno možné vyvést kabeláž od cívky skrz dutou pístnici spodní cestou, namísto obvyklého vedení vzhůru směrem k izolovanému tělesu.

Použitím poměrně masivní pístnice nehrozí její ohyb od působící silové dvojice, vzniklé posunutím oka mimo osu válce. V tomto ohledu je také výhodné použití KU pouzder namísto vodící pásky, protože ta jsou díky své větší ploše lépe schopná přenášet moment do rámu.



Obr. 5.9 Tříčtvrtinový řez vzpěrou

Všem požadavkům na pružinu (jmenovaným v části 4.5.4) nejlépe vyhovovala vinutá pružina z katalogu Hennlich, vyrobená z drátu o průměru 4 mm, s vnějším poloměrem $D_e=54$ mm a tuhostí $k=5,97$ N/mm. Odchylku 10,6% od přibližné požadované tuhosti lze považovat za akceptovatelnou.

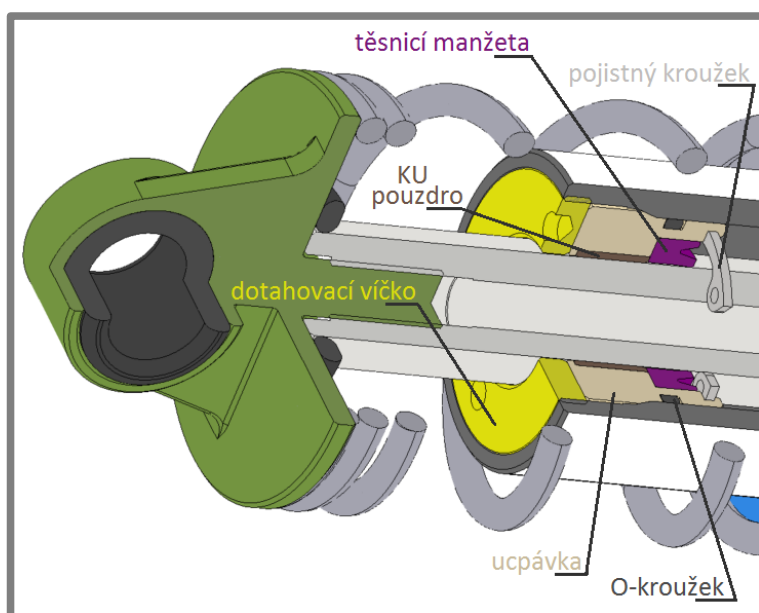
Tak jako u původního třecího tlumiče jsou v okách pryžové silentbloky pro umístění čepů o průměru 13 mm.

Expanzní nádoba, umístěná mimo vlastní tělo vzpěry, nemá z hlediska funkce tlumiče jiný význam, než zajistit potřebné natlakování kapaliny a kompenzaci její termální expanze. Tření jejího plovoucího pístu je zcela zanedbatelné, z tohoto důvodu tedy nebyla předmětem vlastního návrhu a je zobrazena pouze zjednodušeně.

Odvzdušňovací otvor, který má význam pouze při plnění tlumiče kapalinou, je uzavřen šroubem M 2,5 s těsněním.

Detail zástavby pro těsnění a vedení pístnice je na obr. 5.10. Jeho podoba je založena na původním provedení ucpávky hydraulického válce z části 4.4.1 – i jeho přesné středění ve válci je zajištěno pomocí kuželové plochy na vnějším obvodu. V kombinaci s průběžnou pístnicí je tak možné zajistit dostatečně přesné vedení pístu, které je důležité vzhledem k velmi úzkému vnějšímu obtoku.

Oproti předloze byla v ucpávkách přehozena poloha těsnění a KU pouzdra, a to s ohledem na rozdílné vlastnosti MR kapaliny a hydraulického oleje. Při použití oleje se obvykle vedení umísťuje před těsnění, a je tedy olejem mazáno. Zkušenosti s touto konfigurací v případě použití s MR kapalinou jsou ale takové, že se částice mezi vedení a pístnicí v podstatě zadírají a časem tak dochází k nárůstu tření. KU pouzdro je proto umístěno až za manžetou a namazáno bude při sestavování vzpěry. Manžeta je proti jejímu vysunutí směrem do pracovního prostoru válce zajištěna pojistným kroužkem.



Obr. 5.10 Detail zástavby těsnění a vedení

5.4 Kontrola tlaku v závitech pístu

Zátěžné podmínky, jaké panují v automatické domácí pračce, jsou poměrně mírné. Při určování F - v charakteristiky tlumiče naší vzpěry jsme vycházeli z poskytnuté charakteristiky třecího tlumiče (obr. 4.1). Na daném rozsahu rychlosti pístu pak na základě námi určeného průběhu tlumicí síly (obr. 5.1) můžeme určit maximální sílu při aktivovaném stavu magnetického obvodu na hodnotu $F_{max}=178$ N. Nejkritičtějšími místy z hlediska této zátěže jsou závity víček pístu. Obr. 5.4 znázorňuje jednotlivé segmenty víčka se závitem M 22 x 1. Při kontrole tlaku v nich vycházíme z [46], který pro slitiny hliníku udává maximální dovolený tlak 20 MPa pro nejnižší pevnostní třídu šroubů 4.6. V každém jednom ze čtyř segmentů víčka jsou ve stálém kontaktu minimálně tři závity. Plocha jednoho závitu M 22 na čtyřech segmentech je třikrát menší, než by byla na nepřerušném obvodu, a lze ji získat podle vzorce:

5.4

$$S_{závitu} = \frac{\pi D_2(D-D_1)}{3} \quad (5-1)$$

kde D_2 mm je střední průměr závitů matice – 21,35 mm
 D mm je velký průměr závitů matice – 22 mm
 D_1 mm je malý průměr závitů matice – 20,917 mm

Celková plocha závitů na všech segmentech jednoho víčka je pak:

$$S_{víčka} = 3S_{závitu} \quad (5-2)$$

Zátěžná síla se rozkládá na plochu závitů obou víček, a výsledný tlak v závitech se tedy rovná:

$$p = \frac{F_{max}}{2S_{víčka}} \quad (5-3)$$

Po dosazení hodnot byl maximální tlak v závitech víček určen na 1,2 MPa. Spojení víček a pístnice je tedy bezpečné.

6 DISKUZE

Tato práce se zabývá návrhem vibroizolační vzpěry s nízkými pasivními odpory. Její tlumení funguje na semi-aktivním principu a je k němu využito MR kapaliny. Primárním přínosem v posledních letech intenzivně se rozvíjející MR technologie je totiž možnost různě nastavitelné intenzity tlumení. Tato vlastnost by mohla dojít značného využití právě ve vibroizolačních systémech, které zastávají funkci jak tlumiče, tak i pružiny. V těchto systémech hraje tření mnohem významnější roli, než u samotných tlumičů, které plní jedinou funkci – disipaci nežádoucí mechanické energie, a tření zde tedy může být i přínosem (viz případ třecích tlumičů v pračce). V případě vibroizolačních systémů je ale požadavkem tlumení za určitých podmínek výrazně omezit, ideálně zcela vyřadit, a tření tuto možnost silně omezuje. Hledání způsobu, jak vliv tření snížit, bylo předmětem významné části této práce, ovlivňujícím zároveň její následující vývoj, který nebyl od začátku určen tematikou vibroizolace u praček.

Jednou ze snah bylo nalézt relativně ekonomické řešení těsnění kapaliny, které povede ke snížení tření, a umožní tak velký rozsah regulace tlumení. Velký dynamický rozsah by tak mohl být primárním atributem propůjčujícím vzpěře určitou univerzálnost použití v různých oblastech, omezených pouze společnou hranicí zátěže, danou konstrukcí vzpěry.

Výsledky experimentální části práce lze hodnotit jako poměrně uspokojivé – podařilo se najít pístnicové těsnění s velmi nízkým třením, ověřit výhodnost vedení pístnice pomocí KU pouzdra, a zvolit tak kombinaci vhodnou pro vlastní návrh. Byla zjištěna lineární závislost velikosti třecí síly na určitém rozsahu tlaku kapaliny, a to při jeho spíše nižších hodnotách. Pro tento poznatek se podařilo najít oporu v literatuře [43]. Aby byl výsledek experimentu co nejadekvátnějším způsobem přenesen do samotného návrhu, bylo přijato omezení průměru pístnice na hodnotu 18 mm, na kterém toto měření probíhalo.

Následující krok výběru konkrétní aplikace vzpěry do automatické pračky nejspíš nelze hodnotit jako nejšťastnější. Vedl k mnoha problémům v návrhu konstrukčního řešení, na kterém se postup práce zpomalil. To na druhou stranu ale mělo také za následek důkladné prozkoumání všech možností konstrukce – ve výsledku je proto možné konečné provedení vzpěry označit za skutečně nejlepší řešení při nevýhodně zvolených podmínkách.

Také se tímto krokem ale otevřela cesta do poměrně zajímavé a rozvíjející se problematiky implementace semi-aktivního řízení vibroizolace v automatických pračkách. Složitost této oblasti však vedla k nutným zjednodušením – především k „přeskočení“ dynamického modelu pračky, jehož tvorba by vydala na vlastní vědeckou práci.

Cíle práce byly nicméně splněny – F - v charakteristika tlumiče nové vzpěry výrazně zesiluje intenzitu tlumení, když je to od systému žádáno (u pračky je to při nízkých otáčkách), zatímco při neaktivovaném stavu jsou hodnoty tlumicí síly méně než poloviční oproti předloze – viz obr. 5.1.

Požadovaný rozměr vzpěry mezi připojovacími oky – ve střední poloze pístu 240 mm – byl dodržen; odchylka tuhosti zvolené katalogové pružiny od požadované činí pouze 10,6%.

Poměrně velká hodnota dynamického rozsahu D (v místě zlomu F - v charakteristiky 6,8) je limitována především potřebným tlakem kapaliny, jehož zvýšení má přímý vliv na lineární nárůst třecí síly a tedy snížení rozsahu. V případě,

že bychom chtěli vzpěru použít v aplikaci s náročnějšími podmínkami zátěže, bylo by třeba počítat s vyššími tlakovými ztrátami, z toho pramenící potřebě vyššího statického tlaku v kapalině, a tedy i nárůstem tření. Záleželo by pak už na konkrétní aplikaci, zda by to znamenalo problém či nikoliv. Samotná konstrukce vzpěry nicméně změnu zátěžných podmínek dovoluje. Poměrně masivní průběžná pístnice snese násobně větší zatížení, než je schopný vytvořit rotující buben pračky.

Pro zajištění případné vyšší hodnoty meze toku kapaliny by však bylo potřeba upravit magnetický obvod, aby mohl poskytovat silnější magnetické pole. Jednou z cest by mohlo být zvýšení počtu závitů cívky, kterými v jejich současném počtu 55 protéká proud 2 A, což je obvyklá, ale obecně také nejvyšší používaná hodnota. Jinou možností ještě většího zvýšení počtu závitů je též převinutí cívky za použití drátu s menším průřezem. Dále se nabízí výměna MR kapaliny za jinou, která obsahuje větší podíl magnetických částic, což vede ke snížení potřebné intenzity ve štěrbině, ale také k větším tlakovým ztrátám v neaktivovaném stavu, způsobených její vyšší viskozitou.

7 ZÁVĚR

Tématem této bakalářské práce je návrh vibroizolační vzpěry, tedy jednotky, kombinující funkci pružiny i tlumiče. Tlumení je realizováno pomocí MR kapaliny, která umožňuje jeho regulaci. Šířku regulovatelné oblasti tlumicí síly lze charakterizovat pomocí dynamického rozsahu, jehož hodnota narůstá se snižujícím se třením. Z tohoto důvodu je dílčím cílem práce najít způsob těsnění, který nízkou hodnotu tření zajistí.

První část práce poskytuje přehled používaných konstrukcí tlumičů a srovnává jejich výhody a nevýhody. Po detailním uvedení do problematiky MR jevu a funkce MR tlumiče pracujícího ve ventilovém módu následuje přehled současného stavu na poli aplikací MR technologie ve vibroizolačních systémech automatických praček. Parametry navrhované vzpěry byly přizpůsobeny pro použití v pračce Bosch, dostupné na ÚK.

V koncepčním řešení bylo rozpracováno několik návrhových verzí vzpěry a byla vypracována metodika pro určení výsledné F - v charakteristiky a podoby MR tlumiče a potažmo i celé vzpěry. Na základě experimentu byla úspěšně nalezena kombinace pístnicového těsnění a vedení s nízkým třením. Při určování závislosti jejího tření na tlaku kapaliny byla připuštěna mírná nepřesnost, protože neexistoval dostupný způsob, jak změřit tření této kombinace společně. Navazujícím úkolem případně další práce by mohla být realizace takového měření, jehož výsledek by pak mohl být porovnán s rovnicí třecí síly určené naším způsobem.

V konstrukčním řešení byla na základě Binghamského modelu MR kapaliny stanovena F - v charakteristika MR tlumiče a tomu odpovídající parametry – rozměry tokových kanálů, potřebná intenzita ve štěrbině a další. Byla při tom zanedbána oblast jádra toku MR kapaliny ve štěrbině, která má jistý vliv na průběh charakteristiky v oblasti za jejím zlomem. Bylo tak však učiněno na základě dostupných zdrojů [18, 15], které takovýto způsob uvádějí jako dostatečně přesný pro většinu inženýrských aplikací MR kapaliny.

Značným zjednodušením bylo nesestavení dynamického modelu pračky, jehož tvorba však leží zcela mimo rámec i možnosti této práce. Vlastnosti navržené vzpěry tak byly stanoveny pouze na základě dostupných materiálů z jiných měření, proběhlých na pračce Bosch.

Účelem ani snahou konečného návrhu vzpěry není poskytnout kompletní podklady pro realizaci její výroby. Aby mohla tato vzpěra vzniknout, bylo by třeba provést ještě hlubší analýzu reologického modelu i modelu magnetického obvodu, stejně jako detailně ověřit možnosti výroby velmi přesných dílů, z nichž se skládá píst. I toto by mohlo být předmětem navazující studie.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Brno: VUTUM, 2000. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 8021418680.
- [2] RAO, Singiresu S. *Mechanical vibrations*. 5th ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, c2011. ISBN 0132128195. Dostupné z: https://aerocastle.files.wordpress.com/2012/10/mechanical_vibrations_5th-edition_s-s-rao.pdf
- [3] NGUYEN, Quoc, Ngoc NGUYEN a Seung CHOI. Optimal design and performance evaluation of a flow-mode MR damper for front-loaded washing machines. *Asia Pacific Journal on Computational Engineering* [online]. Singapore: Springer Singapore, 1412, 1(1), 1-14 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1186/2196-1166-1-3. Dostupné z: <http://apjcen.springeropen.com/articles/10.1186/2196-1166-1-3>
- [4] DIXON, John C. *The shock absorber handbook*. 2nd ed. Chichester, England: John Wiley, c2007. ISBN 047051700X.
- [5] Davis, P., Cunningham, D. and Harrell, J. (1994). Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system. 35th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Reston, Virginia, pp. 2655-2666
- [6] MACHÁČEK, Ondřej. MR vzpěra pro vibroizolační Stewardovu plošinu pro kosmonautiku. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/32135/DP-Machacek.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [7] VOTRUBEC, Radek. *Identifikace parametrů matematického modelu tlumičů a vibroizolačních systémů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 9788074942532.
- [8] GELDHOFF, Geoffrey. *Semi-Active Vibration Dynamics Control of Multi-Cart Systems Using a Magnetorheological Damper*. Department of Applied Mechanics Division of Dynamics CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Göteborg, Sweden, 2013. Dostupné z: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/179642/179642.pdf>
- [9] GOLINELLI, Nicola a Andrea SPAGGIARI. Design of a novel magnetorheological damper with internal pressure control. *Frattura ed Integrità Strutturale* [online]. Cassino: Gruppo Italiano Frattura, 2015, (32), 13-23 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.32.02. Dostupné z: http://search.proquest.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/docview/1696014749?rfr_id=info%3Axri%2Fsid%3Aprimio
- [10] Tlumič horského kola od firmy DVO s expanzní nádobou. In: Westbrook Cycles [online]. © 2016 Westbrook Cycles. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <https://www.westbrookcycles.co.uk/dvo-suspension-jade-coil-mountain-bike-shock-damper-only-2015-p284546>
- [11] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 802396464X.
- [12] PSD tlumiče Monroe SENSE-TRAC a grafické znázornění závislosti jejich tlumicí síly na poloze pístu. In: Monroe Shock [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.monroe.su/images/sensa3.gif>
- [13] Schéma CDC tlumiče se dvěma řízenými externími ventily. In: TUM [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z:

- https://www.rt.mw.tum.de/fileadmin/_processed_/csm_Poster_Damper_myCD_C2e_Kennfeld_en_d6e4297915.png
- [14] BARBER, Z. H., T. W. CLYNE a P. SITTNER. Smart materials. *Materials Science and Technology* [online]. 1411,30(13a), 1515-1516 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1179/0267083614Z.000000000786. ISSN 0267-0836. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1179/0267083614Z.000000000786#aHR0cDovL3d3dy50YW5kZm9ubGluZS5jb20vZG9pL3BkZi8xMC4xMTc5LzAyNjcwODM2MTRaLjAwMDAwMDAwMDC4NkBAQDA=>
- [15] STANWAY, R. Smart fluids: current and future developments. *Materials Science and Technology* [online]. 2004,20(8), 931-939 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1179/026708304225019867. ISSN 0267-0836. Dostupné z: <http://web.a.ebscohost.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/ehost/pdfviewer/pdfviewer?sid=0d2c7d59-7519-47cb-a0a9-abb360d6e9f2%40sessionmgr4003&vid=1&hid=4109>
- [16] TAYLOR, Douglas P. a Nicos MAKRIS. *Development and Testing of an Electronically Controlled Shock and Vibration Damper Having an Electrorheological Fluid Medium* [online]. Taylor Devices, Inc. North Tonawanda, New York and Department of Civil Engineering and Environmental Science University of California at Berkeley Berkeley, California, 1997, [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://taylordevices.com/Tech-Paper-archives/literature-pdf/47-ER-Damper.pdf>
- [17] MUHAMMAD, Aslam, Xiong-liang YAO a Zhong-chao DENG. Review of magnetorheological (MR) fluids and its applications in vibration control. *Journal of Marine Science and Application* [online]. Harbin: Harbin Engineering University, 0609, 5(3), 17-29 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1007/s11804-006-0010-2. ISSN 1671-9433. Dostupné z: http://download.springer.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/static/pdf/116/art%253A10.1007%252Fs11804-006-0010-2.pdf?originUrl=http%3A%2F%2Flink.springer.com%2Farticle%2F10.1007%2Fs11804-006-0010-2&token2=exp=1463921783~acl=%2Fstatic%2Fpdf%2F116%2Fart%25253A10.1007%25252Fs11804-006-0010-2.pdf%3ForiginUrl%3Dhttp%253A%252F%252Flink.springer.com%252Farticle%252F10.1007%252Fs11804-006-0010-2*~hmac=8724ecd8f4ad643bb512738b13888694db18b61fb6fe46ced5364884d4bd7216
- [18] M. KCIUK a R. TURCZYN. Properties and application of magnetorheological fluids. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* [online]. 2006, 18(1-2), 127-130 [cit. 2016-05-22]. ISSN 1734-8412. Dostupné z: http://www.journalamme.org/papers_amme06/1236.pdf
- [19] SCHERER, C. a A. M. FIGUEIREDO NETO. Ferrofluids: properties and applications. *Brazilian Journal of Physics* [online]. 2005, 35(3a), 718-727 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1590/S0103-97332005000400018. ISSN 0103-9733. Dostupné z: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0103-97332005000400018&lng=en&nrm=iso&tln=en
- [20] BERKA, Pavel. *Sedimentace MR kapaliny při startu nového vesmírného nosiče*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/39084/Bakal%C3%A1%C5%99sk%C3%A1%20pr%C3%A1ce.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [21] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00206-0.

- [22] VISHAL N. SULAKHE, CHANDRAKANT Y. THAKARE a PAVAN V. AUTE. Review - MR Fluid and Its Application. *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering* [online]. 2013, 1(7), 125-133 [cit. 2016-05-22]. ISSN 2321-3051. Dostupné z: http://www.academia.edu/5178838/Review_-_MR_Fluid_and_Its_Application
- [23] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 9788021435780.
- [24] NASSAR, Waad. *Pre-yield shearing regime of a magnetorheological fluid (MRF)*. Ecole Polytechnique Palaiseau-France, 2013. Dostupné z: <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00843471/file/these.pdf>
- [25] DE VICENTE, Juan, Daniel J. KLINGENBERG a Roque HIDALGO-ALVAREZ. Magnetorheological fluids: a review. *Soft Matter* [online]. 2011, 7(8), 3701-3710 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1039/c0sm01221a. ISSN 1744-683X. Dostupné z: <http://pubs.rsc.org/en/Content/ArticleLanding/2011/SM/c0sm01221a#!divAbstract>
- [26] Magneto-Rheological Technology and Applications. *Materia tech.* [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://www.materiatech-carma.net/html/pdf/actes_miec08/Albert_ACHEN-LORD-Magnetorheo.pdf
- [27] CARLSON, J. Sponge wrings cost from MR-fluid devices. *Machine Design* [online]. Cleveland, 2001, 73(4), 73-76 [cit. 2016-05-22]. ISSN 00249114. Dostupné z: http://search.proquest.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/docview/217190273?rfr_id=info%3Axri%2Fsid%3Aprimo
- [28] YANG, G., B.F. SPENCER, J.D. CARLSON a M.K. SAIN. Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures* [online]. Elsevier Ltd, 2002, 24(3), 309-323 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1016/S0141-0296(01)00097-9. ISSN 0141-0296. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0141029601000979>
- [29] KASEMI, Banna, Asan G. A. MUTHALIF, M. M. RASHID a Mahmudur RAHMAN. Optimizing dynamic range of Magnetorheological fluid dampers: Modeling and simulation. In: *Mechatronics (ICOM), 2011 4th International Conference On* [online]. IEEE Publishing, 1105, s. 1-4 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1109/ICOM.2011.5937187. ISBN-978-1-61284-435-0. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org.ezproxy.lib.vutbr.cz/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5937187>
- [30] Audi R8 Features Delphi's Revolutionary MagneRide Semi-Active Suspension; Audi's mid-engined sports car joins the Audi TT in offering Delphi's MagneRide suspension; Controlled fluid damping technology continues to gain acceptance in Europe. *PR Newswire* [online]. New York: PR Newswire Association LLC, 2006, , n/a [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: http://search.proquest.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/docview/451072400?rfr_id=info%3Axri%2Fsid%3Aprimo
- [31] Magneto Rheological (MR) damper fluid. *VETR.* [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://adsvs.weebly.com/chassis/magneto-rheological-mr-damper-fluid>
- [32] SPELTA, Cristiano, Fabio PREVIDI, Sergio M. SAVARESI, Giuseppe FRATERNALE a Nicola GAUDIANO. Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine. *Mechatronics* [online]. Elsevier Ltd, 2009, 19(3), 410-421 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2008.09.006. ISSN 0957-4158. Dostupné z:

- <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0957415808001463>
- [33] NYGÅRDS, Thomas. *Washing Machine Design Optimization Based on Dynamics Modeling*. 2011. ISBN 0346-718X. Dostupné z: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/137995.pdf>
- [34] NYGÅRDS, Thomas a Viktor BERBYUK. Multibody modeling and vibration dynamics analysis of washing machines. *Multibody System Dynamics* [online]. Dordrecht: Springer Netherlands, 1202, 27(2), 197-238 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1007/s11044-011-9292-5. ISSN 1384-5640. Dostupné z: http://download.springer.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/static/pdf/704/art%253A10.1007%252Fs11044-011-9292-5.pdf?originUrl=http%3A%2F%2Flink.springer.com%2Farticle%2F10.1007%2Fs11044-011-9292-5&token2=exp=1463923911~acl=%2Fstatic%2Fpdf%2F704%2Fart%25253A10.1007%25252Fs11044-011-9292-5.pdf%3ForiginUrl%3Dhttp%253A%252F%252Flink.springer.com%252Farticle%252F10.1007%252Fs11044-011-9292-5*~hmac=d172c65dcba86c121e683048cc36f5dbc5df5f7a783ad37caed0cf44167104
- [35] NYGÅRDS, Thomas a Viktor BERBYUK. Optimization of washing machine kinematics, dynamics, and stability during spinning using a multistep approach. *Optimization and Engineering* [online]. Boston: Springer US, 1406, 15(2), 401-442 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1007/s11081-012-9206-2. ISSN 1389-4420. Dostupné z: http://download.springer.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/static/pdf/81/art%253A10.1007%252Fs11081-012-9206-2.pdf?originUrl=http%3A%2F%2Flink.springer.com%2Farticle%2F10.1007%2Fs11081-012-9206-2&token2=exp=1463923958~acl=%2Fstatic%2Fpdf%2F81%2Fart%25253A10.1007%25252Fs11081-012-9206-2.pdf%3ForiginUrl%3Dhttp%253A%252F%252Flink.springer.com%252Farticle%252F10.1007%252Fs11081-012-9206-2*~hmac=3ae24aa19954f036af89aa3f4190411c7a8a2aca50603207b2cbacad866c104a
- [36] „Bottom-mount“ koncept Asko Quattro In: Washing Machine Features. ASKO. [online]. 22.5.2016 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.asko.com.au/products/laundry-appliances/washing-machines/features>
- [37] Pryžová pístnicová manžeta. In: *Sittech Hydraulika*. [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.sittech-hydraulika.cz/download/jpg-renders/rs01.jpg>
- [38] Plechový vlnovec. Kompenzátory a těsnění vlnovcové kovové. *AllBiz*. [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://157359.us.all.biz/cs/kompenzatory-a-tesneni-vlnovcove-kovove-g177488>
- [39] MURAKI, Masayoshi, Eiji KINBARA a Toru KONISHI. A laboratory simulation for stick-slip phenomena on the hydraulic cylinder of a construction machine. *Tribology International* [online]. Elsevier Ltd, 2003, 36(10), 739-744 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1016/S0301-679X(03)00054-9. ISSN 0301-679X. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0301679X03000549>
- [40] LEE, Dong Woog, Xavier BANQUY a Jacob N ISRAELACHVILI. Stick-slip friction and wear of articular joints. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America* [online]. 2013, 110(7), E567 [cit. 2016-05-22]. DOI: 10.1073/pnas.1222470110. Dostupné z: <http://www.pnas.org/content/110/7/E567.full.pdf>

- strana
68

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9

F [N]	- síla
k [N.m ⁻¹]	- tuhost pružiny
x [m]	- dráha
c [N.s.m ⁻¹]	- koeficient tlumení
ω_n [rad.s ⁻¹]	- vlastní frekvence
m [kg]	- hmotnost
ζ [1]	- poměrný útlum
ω_d [rad.s ⁻¹]	- tlumená vlastní frekvence
r [1]	- frekvenční poměr
f_R [Hz]	- frekvence buzení
f_N [Hz]	- vlastní frekvence
T [1]	- přenos
ω_i [rad.s ⁻¹]	- izolační frekvence
τ_o [Pa]	- mez toku
dv/dn [s ⁻¹]	- gradient rychlosti
k [Pa.s]	- koeficient koexistence
m_n [1]	- exponent newtonského toku
F_η [N]	- viskózní síla
F_τ [N]	- smyková síla
b [m]	- střední průměr kruhové štěrby
h [m]	- šířka štěrby
η [Pa.s]	- dynamická viskozita kapaliny
Q [m ³ s ⁻¹]	- objemový průtok
L [m]	- délka toku šterbinou
A_p [m ²]	- plocha průřezu pístu
c [1]	- koeficient v intervalu (2,07÷3,07)
τ_y [Pa]	- indukovaná mez toku
$\dot{x}$ [m.s ⁻¹]	- rychlost pístu
D [1]	- dynamický rozsah
F_t [N]	- třecí síla
D_p [mm]	- průměr pístnice
D_v [mm]	- vnitřní průměr válce
L_p [mm]	- délka účinné části štěrby, v níž dochází ke vzniku řetězců v MR kapalině
p_a [Pa]	- tlak v plynové komoře
c_{vis} [N.s.m ⁻¹]	- viskózní koeficient
F_{MR} [N]	- síla na mezi toku
S_v [m ²]	- plocha vnitřního průřezu válce
S_p [m ²]	- plocha průřezu pístnice
p_0 [Pa]	- statický tlak plynu i kapaliny
V_0 [m ³]	- objem plynu při vysunutí pístnice
γ [1]	- Poissonova konstanta plynu
H [A.m ⁻¹]	- intenzita magnetického pole
dp [Pa]	- tlakové ztráty
B [T]	- magnetická indukce
D_2 [mm]	- střední průměr závitu matice

D [mm]	- velký průměr závitu matice
D_1 [mm]	- malý průměr závitu matice
$S_{závitu}$ [mm ²]	- plocha závitu
$S_{víčka}$ [mm ²]	- plocha závitů jednoho víčka
F_{max} [N]	- maximální tlumicí síla
p [Pa]	- tlak
MR	magnetoreologický
MKP	metoda konečných prvků
FEM	finite element method
ÚK	Ústav konstruování

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

- Obr. 2.1** Pád mostu Tacoma Narrows způsobený rezonancí [2]
- Obr. 2.2** Přenos 2parametrického systému při různém poměrném útlumu [4]
- Obr. 2.3** Různé typy architektur teleskopických tlumičů: a) jednoplášťová b) dvouplášťová c) s průběžnou pístnicí [9]
- Obr. 2.4** Tlumič horského kola od firmy DVO s expanzní nádobou [10]
- Obr. 2.5** PSD tlumiče Monroe SENSE-TRAC a grafické znázornění závislosti jejich tlumící síly na poloze pístu [12]
- Obr. 2.6** Schéma CDC tlumiče se dvěma řízenými externími ventily [13]
- Obr. 2.7** Schéma ER tlumiče [16]
- Obr. 2.8** MR kapalina - vlevo bez aplikovaného magnetického pole, vpravo pod vlivem magnetického pole: 1 - nosná kapalina, 2 - magnetizovatelná částice, 3 - řetězec zmagnetovaných částic [18]
- Obr. 2.9** Obvyklý popis MR kapaliny pomocí Binghamského modelu [15]
- Obr. 2.10** Alternativní modely popisující reologické chování MR kapaliny [24]
- Obr. 2.11** Zatěžovací módy MR kapaliny [25]
- Obr. 2.12** Základní schéma MR tlumiče: D_p je průměr pístnice, D_v je vnitřní průměr válce, L je výška pístu [4]
- Obr. 2.13** Průběh siločar magnetického pole kolem cívky (zvýrazněna žlutě) [4]
- Obr. 2.14** Příklad ideálních průběhů F - v charakteristiky MR tlumiče při různých hodnotách proudu [27]
- Obr. 2.15** Seismický tlumič firmy LORD [28]
- Obr. 2.16** Závislost tlumící síly MR tlumiče a její jednotlivé složky [28]
- Obr. 2.17** Srovnání F - v charakteristiky pasivního tlumiče a dynamických rozsahů tlumiče s řízenými ventily a MR tlumiče MagneRide [31]
- Obr. 2.18** MR tlumič s "pseudopřůběžnou" pístnicí [9]
- Obr. 2.19** Schématické znázornění typického systému uchycení bubnu v těle pračky; závaží v experimentech nahrazuje hmotnost prádla [32]
- Obr. 2.20** Schéma typického pasivního třecího tlumiče [33]
- Obr. 2.21** Závislost tlumící síly třecího tlumiče na výchylce při různých rychlostech rotace bubnu [33]
- Obr. 2.22** Schéma MR tlumiče [3]
- Obr. 2.23** „Top-hung“ koncept pračky a různé konfigurace uložení jejího bubnu [33]
- Obr. 2.24** „Bottom-mount“ koncept Asko Quattro [36]
- Obr. 2.25** Vzpěra pračky s třecím tlumičem [33]
- Obr. 2.26** Pryžová pístnicová manžeta [37]
- Obr. 2.27** Plechový vlnovec [38]
- Obr. 2.28** Rozdílné profily F - t charakteristiky za ustálených podmínek [40]
- Obr. 2.29** Graf závislosti třecí síly na tlaku vyjmutý z článku [43], informujícím o nově vyvinutém speciálním těsnění označeném HL3646P6030, které disponuje velmi nízkými hodnotami tření oproti ostatním dostupným pístnicovým těsněním (avšak je určeno pro odlišné aplikace od naší)
- Obr. 2.30** Zobrazení deformace a napětí speciální pístnicové manžety HL3646P6030 při různých tlacích [43]
- Obr. 4.1** F - v charakteristika původního třecího tlumiče
- Obr. 4.2** Možnosti cesty proudu MR kapaliny přes obtok (1) či MR šterbinu (2) a složky tlumící síly
- Obr. 4.3** Geometrie tokových kanálů

- Obr. 4.4** Závislost napětí při mezi toku na intenzitě magnetického pole kapaliny MRF-122 a její matematické vyjádření na požadované oblasti [24]
- Obr. 4.5** B-H křivka oceli S235
- Obr. 4.6** Schéma měřicí sestavy
- Obr. 4.7** Konstrukční úprava stávající ucpávky pro nové těsnění a KU pouzdro
- Obr. 4.8** Časový záznam třecí síly při konfiguraci: těsnění C, vodící páska, tlak 15 bar
- Obr. 4.9** Graf závislosti třecích sil jednotlivých konfigurací na tlaku
- Obr. 4.10** F_t - p charakteristika vítězné konfigurace těsnění B a vedení KU pouzdem, doplněná o rovnici regrese – výslednou rovnici tření
- Obr. 4.11** Schéma koncepce dvouplášťového tlumiče
- Obr. 4.12** Schéma koncepce průběžné pístnice (expanzní nádoba není zobrazena)
- Obr. 4.13** Schéma koncepce „pseudopřůběžné“ pístnice (expanzní nádoba není zobrazena)
- Obr. 4.14** Možnosti umístění pružin
- Obr. 5.1** Výsledná F - v charakteristika MR tlumiče
- Obr. 5.2** Schéma vylpěšené geometrie tokových kanálů
- Obr. 5.3** Řez pístem a popis součástí
- Obr. 5.4** Víčko pístu
- Obr. 5.5** Tříčtvrtinový řez pístem
- Obr. 5.6** Intenzita magnetického pole v MR šterbině
- Obr. 5.7** Průměrná hodnota intenzity po délce MR šterbiny
- Obr. 5.8** Průběh magnetické indukce v obvodu
- Obr. 5.9** Tříčtvrtinový řez vzpěrou
- Obr. 5.10** Detail zástavby těsnění a vedení

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1 Zkoumaná těsnění

Tab. 4.2 Měřené konfigurace

Tab. 4.3 Třecí síla od vedení pístnice

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I Výkres sestavení

